

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Е.Я. Соколов

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

7-е издание, стереотипное

Рекомендовано Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений,
обучающихся по направлению
«Теплоэнергетика»

Москва



Издательство МЭИ
2001

УДК 697.34 (075.8)

ББК 31.38

С 59

Федеральная программа книгоиздания России

Научный редактор канд. техн. наук, зам. начальника отдела РАО «ЕЭС России»

В.А. Малафеев

Рецензент кафедры тепловых электрических станций Московского энергетического
института (технического университета)

Соколов Е.Я.

С 59 **Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. —**
7-е изд., стереот. — М.: Издательство МЭИ, 2001. — 472 с.: ил.

ISBN 5-7046-0703-9

Изложены энергетические основы теплофикации. Даны классификация и методика расчета тепловой нагрузки городов и промышленных районов. Описаны системы централизованного теплоснабжения и режимы их регулирования. Приведены методика гидравлического и теплового расчетов тепловых сетей, схемы, конструкции и методы расчета теплофикационного оборудования ТЭЦ, тепловых сетей, групповых и местных тепловых подстанций. Рассмотрены основные задачи и структура организации эксплуатации систем централизованного теплоснабжения.

Предыдущее издание учебника переработано с учетом изменения экономической ситуации в стране за период с 1985 г. и вышло в Издательстве МЭИ в 1999 г.

Для студентов теплоэнергетических специальностей вузов. Может быть полезен инженерам, проектирующим и эксплуатирующим теплофикационные системы.

УДК 697.34(075.8)

ББК 31.38

Учебное издание

СОКОЛОВ Ефим Яковлевич

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Учебник для вузов

Редактор **Е.А. Улановская**

Технический редактор **З.Н. Ратникова**

Корректоры **Р.М. Ваничкина, В.В. Сомова**

Художественное оформление **В.Е. Гришина**

Набор и верстка выполнены на компьютерах Издательства МЭИ

Компьютерная верстка **Л.В. Валдаевой, Н.В. Пустошновой**

ЛР № 020528 от 05.06.97

Подписано а печать с оригинала-макета 20.10.99

Бумага офсетная № 1

Гарнитура Times

Формат 70×100/16

Усл. печ. л. 38,05

Усл. кр.-отт. 38,05

Печать офсетная

Тираж 4000 экз. (4-й завод 3001—4000 экз.)

Уч.- изд. л. 41,06

Заказ 736. С-010

Издательство МЭИ, 111250, Москва, Красиоказарменная, д. 14

Отпечатано с готовых диапозитивов в ООО Типография ИПО
профсоюзов «Профиздат», 109044, Москва, Крутицкий вал, 18

ISBN 5-7046-0703-9

© Автор, с изменениями, 1999



ЕФИМ ЯКОВЛЕВИЧ СОКОЛОВ
(1905—1999)

Доктор технических наук, профессор, лауреат Ленинской премии, заслуженный деятель науки Российской Федерации, почетный доктор Дрезденского технического университета Ефим Яковлевич Соколов родился 6 декабря 1905 г. в д. Городище Черкасской губ. Украины.

Инженерную деятельность Е.Я. Соколов начал в 1925 г. в качестве теплотехника фабрики «Пролетарская победа» (Пирогово, Московской обл.), куда он был направлен после окончания Харьковского технологического (ныне политехнического) института. С 1928 по 1930 г. он главный механик фабрики им. В.И. Ленина в Обухове Московской обл.

В 1930 г. Е.Я. Соколов перешел на работу в Теплосеть Мосэнерго заместителем начальника проектного отдела. С этого времени его деятельность непрерывно связана с развитием теплофикации.

Он разрабатывал первые проекты теплофикации Москвы и принимал участие в разработке проектов на последующих стадиях развития теплофикации столицы, а также оказывал помощь в разработке проектов развития и совершенствования теплофикационных систем во многих городах и промышленных районах страны.

В 1932 г. Е.Я. Соколов начал преподавать в МЭИ, а в 1937 г. — работать в лаборатории теплофикации ВТИ. В 1939 г. ему была присвоена ученая степень кандидата технических наук, а в 1943 г. он защитил докторскую диссертацию, а в 1945 г. получил звание профессора.

В течение 24 лет, до 1980 г. Е.Я. Соколов возглавлял кафедру промышленных теплоэнергетических систем Московского энергетического института и в течение 35 лет, до 1978 г. — лабораторию теплофикации Всесоюзного теплотехнического института.

Им подготовлено свыше 60 кандидатов технических наук.

Ефим Яковлевич Соколов — автор около 200 опубликованных работ, в том числе 20 учебников, учебных пособий, монографий. Наиболее известные из них: учебник «Теплофикация и тепловые сети», выходящий 6-м изданием; учебное пособие «Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения» (вышло два издания); «Струйные аппараты» (вышло два издания); «Эксплуатация тепловых сетей» (вышло два издания); «Элементы оборудования тепловых сетей» и др.

В 1966 г. за создание и освоение в эксплуатации турбины Т-100-130 Е.Я. Соколову совместно с работниками Уральского турбомоторного завода и Мосэнерго присуждена Ленинская премия.

Е.Я. Соколов многие годы был членом Научно-технического совета Минэнерго СССР, членом редакционных коллегий журналов «Электрические станции», «Теплоэнергетика», «Известия вузов», «Энергетика», секций теплофикации и централизованного теплоснабжения Госкомитета СССР по науке и технике, бюро секции теплофикации Центрального управления и Московского отделения НТОЭиЭП, научно-технического совета РАО «ЕЭС России», активным участником многих отечественных и международных конференций.

В течение ряда лет Е.Я. Соколов успешно читал лекции в Дрезденском техническом университете, за что был награжден в 1974 г. медалью Мольте. В 1976 г. ему присвоено звание почетного доктора Дрезденского технического университета. За оказание научно-технической помощи в развитии теплофикации Монгольской Народной Республики он награжден медалью «50 лет Монгольской революции».

Активная научная и общественная деятельность Е.Я. Соколова отмечена правительственными наградами: двумя орденами «Знак Почета» и медалями СССР.

Е.Я. Соколов скончался в 1999 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ШЕСТОМУ ИЗДАНИЮ

Тепловое потребление — одна из основных статей топливно-энергетического баланса нашей страны¹. На удовлетворение тепловой нагрузки страны расходуется ежегодно более 600 млн т условного топлива, т.е. около 30 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов.

Тепловое хозяйство России в течение длительного периода развивается по пути концентрации тепловых нагрузок, централизации теплоснабжения и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Широкое развитие получила теплофикация, являющаяся наиболее рациональным методом использования топливных ресурсов для тепло- и электроснабжения.

Развитие теплофикации способствует решению многих важных народнохозяйственных и социальных проблем таких, как повышение тепловой и общей экономичности электроэнергетического производства, обеспечение экономичного и качественного теплоснабжения жилищно-коммунальных и промышленных комплексов, улучшение экологической обстановки в городах и промышленных районах, снижение трудозатрат в тепловом хозяйстве.

Наряду с теплофикацией рационально используется теплоснабжение от экономических котельных установок, а также от теплоутилизационных промышленных установок. Каждый из этих источников теплоснаб-

жения имеет свою область экономически целесообразного применения.

Приведенные в книге материалы об основных тенденциях и достигнутых масштабах развития теплофикации на период до 1.01.1990 г., по существу, — итог развития теплофикации в СССР за 67 лет, т.е. от начала развития теплофикации в 1924 г. до 1990 г., а также в России за 1991—1995 гг. Следует отметить, что все эти годы основным организатором и координатором развития теплофикации в СССР было Министерство энергетики и электрификации СССР, в ведении которого находились наиболее крупные теплофикационные системы — ТЭЦ и магистральные тепловые сети.

В настоящее время трудно прогнозировать дальнейшее развитие теплофикации в стране. Можно лишь высказать надежду, что положительный опыт развития и совершенствования теплофикационных установок и систем — результат труда нескольких поколений теплофикаторов — ученых, инженеров и рабочих, не будет утерян, а будет умножен путем дальнейших научно-технических исследований и практических работ.

Развитие теплофикации и централизованного теплоснабжения выдвигает сложные научные и инженерные задачи, решение которых в значительной мере зависит от подготовки квалифицированных инженерно-технических и научных кадров. В настоящее время подготовка инженеров по теплофикации и системам централизованного теплоснабжения (ЦТ) ведется по специ-

¹ Основное содержание учебника, кроме глав 11—13, подготовлено в 1990—1991 гг., и читатели должны иметь в виду, что под «нашей страной» здесь и далее понимается все экономическое пространство, занимавшееся ранее республиками, входившими в состав СССР.

альности 0305 «Тепловые электрические станции» (ТЭС).

Для подготовки таких специалистов в МЭИ в 1948 г. был создан учебник «Теплофикация и тепловые сети», который в настоящее время является практически единственным учебником для специальностей 0305 и 0308, а также пособием для научных работников и инженеров в области теплофикации и централизованного теплоснабжения.

Книга также используется в инженерно-строительных вузах в качестве учебного пособия по специальности тепло- и газоснабжение.

За прошедшие годы вышло пять изданий этого учебника — в 1948, 1956, 1963, 1975, 1982 гг. Перевод этой книги издан в ряде стран. Перевод первого издания вышел в Китайской Народной Республике и в Польской Республике¹ в 1955 г. Перевод пятого издания — в Югославии в 1985 г.² и в Китайской Народной Республике в 1988 г.

В процессе подготовки очередного издания автор стремился обобщить накопленный опыт и осветить передовые тенденции в развитии этой отрасли энергетики.

При подготовке настоящего, шестого, издания необходимо было, не выходя за границы программы курса и не увеличивая объема книги, отразить в ней современные актуальные задачи в области повышения надежности и экономичности систем теплоснабжения и теплофикации.

¹ E. Sokolov. Sieci cieplne. Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1955.

² E. Sokolov. Toplifikacija i Toplotne Mreze. Beograd: Građevinska Knjiga, 1985.

* От издательства.

В последний год жизни Е.Я. Соколова с его согласия к существенной переработке глав учебника, касающихся современного состояния экономики и хозяйства России, издательство привлекло канд. техн. наук, зам. начальника отдела РАО «ЕЭС России» В.А. Малафеева и канд. экон. наук, доцента Государственного университета управления В.Н. Фомина. После кончины автора учебника большую работу по проверке и корректировке подготовленного к печати издания осуществил канд. техн. наук доцент Московского энергетического института В.А. Мартынов.

Издательство выражает свою глубокую признательность В.А. Малафееву, В.Н. Фоминой и В.А. Мартынову.

В шестом издании по сравнению с пятым получили дополнительное освещение и развитие следующие основные вопросы: энергетическая эффективность газотурбинных и парогазовых теплофикационных установок; оптимизация параметров теплонасосных установок; схемы сверхдальней транспортировки теплоты в химически связанном состоянии; гидравлическая устойчивость систем теплоснабжения; потоко-распределение в тепловой сети, питаемой от нескольких источников; аккумулирование теплоты; автоматизация регулирования в системах теплоснабжения; испытания тепловых сетей; методы оперативной оценки расхода теплоты; пути повышения надежности и качества теплоснабжения; методы экономического анализа при создании теплофикационных систем в новых экономических условиях.

Автор с благодарностью отмечает ценные замечания по пятому изданию книги, высказанные в устной форме, а также в печати [61, 65, 126], которые были учтены в пределах, допускаемых программой курса и ограниченным объемом книги.

Автор выражает также благодарность кафедре теплоэнергоснабжения промышленных предприятий Ивановского государственного энергетического университета за ценные замечания, послужившие улучшению содержания учебника, а также считает необходимым отметить большой вклад в научное редактирование книги канд. техн. наук В.А. Малафеева*.

Е.Я. Соколов

ВВЕДЕНИЕ

Энергетикой называется система установок и устройств для преобразования первичных энергоресурсов в виды энергии, необходимые для народного хозяйства и населения, и передачи этой энергии от источников ее производства до объектов использования.

Несмотря на большое разнообразие первичных энергоресурсов и видов вырабатываемой энергии, энергетика бывшего СССР развивалась планомерно в сочетании с топливной базой как единый топливно-энергетический комплекс.

Экономика страны полностью базировалась только на собственных топливно-энергетических ресурсах. На строительство топливно-энергетического комплекса, объединяющего добычу первичных энергоресурсов и их преобразование в используемые виды энергии, выделялась значительная доля всех капиталовложений в промышленность.

Из всех видов вырабатываемой энергии наиболее широкое использование находят два вида — электрическая энергия и теплота низкого и среднего потенциалов¹, на выработку которых затрачивается в настоящее время более 55 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов страны. Особенно важное значение имеет электрическая энергия, которой в современном мире принадлежит ведущая роль в развитии производительных сил общества.

В области электрификации наша страна прошла огромный путь.

В начале XX в. Россия по производству электроэнергии занимала одно из последних мест среди промышленно развитых стран мира. В настоящее время по масштабам производства электроэнергии Россия занимает первое место в Европе и второе место в мире (после США).

В 1995 г. в России было произведено 861 млрд кВт·ч электроэнергии, из них 62 % (534,6 млрд кВт·ч) на тепловых электростанциях (ТЭС) общего пользования, что было израсходовано 151,1 млн т топлива (в пересчете на условное²).

В промышленности и коммунально-бытовом секторе России широко использует теплота низкого (с температурой до 150 °C) и среднего (до 350 °C) потенциалов.

На отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха и на горячее водоснабжение жилых, общественных и промышленных зданий, а также на технологические нужды промышленных и коммунальных предприятий в 1995 г. в России было израсходовано 7850 млн ГДж (1875 млн Гкал) теплоты среднего и низкого потенциалов.

На выработку указанного количества теплоты было затрачено 323,6 т, что вдвое превышает расход топлива на выработку электроэнергии и составляет около одной трети всех потребляемых в стране топливно-энергетических ресурсов. При этом ТЭС

¹ Низкопотенциальным считается тепловое потребление, которое может быть удовлетворено теплоносителем с температурой до 150 °C. Среднепотенциальное тепловое потребление может быть удовлетворено теплоносителем с температурой от 150 до 350 °C.

² Условным топливом в России (как и в бывшем СССР) называется топливо, низшая теплота сгорания (теплотворная способность) которого равна 29,3 МДж/кг (7000 ккал/кг). Далее везде расход топлива дается в условном исчислении.

общего пользования в 1995 г. выработали 2353,5 млн ГДж (562,1 млн Гкал) теплоты на что было израсходовано 106,2 млн т¹.

Главным ресурсом для выработки электрической и тепловой энергии в стране в настоящее время служит в основном органическое топливо (природный газ, уголь, мазут).

Тепловое хозяйство страны развивается на основе непрерывно идущего процесса концентрации тепловых нагрузок в городах и промышленных районах.

Для организации рационального энергоснабжения страны особенно большое значение имеет теплофикация, являющаяся наиболее совершенным технологическим способом производства электрической и тепловой энергии и одним из основных путей снижения расхода топлива на выработку указанных видов энергии.

Под термином «теплофикация» понимается энергоснабжение на базе комбинированной, т.е. совместной, выработки электрической и тепловой энергии в одной установке.

Термодинамической основой теплофикации служит полезное использование отработавшей в тепловом двигателе теплоты, отводимой из теплосилового цикла.

В комбинированной выработке заключается основное отличие теплофикации от так называемого раздельного метода энергоснабжения, при котором электрическая энергия вырабатывается на конденсационных тепловых электростанциях (КЭС), а тепловая — в котельных.

Основной энергетический эффект теплофикации заключается в замене теплоты,

вырабатываемой при раздельной схеме энергоснабжения в котельных, отработавшей теплотой, отведенной из теплосилового цикла электростанции, благодаря чему на ТЭС ликвидируется бесполезный отвод теплоты в окружающую среду при превращении химической, а на АЭС внутриядерной энергии топлива в электрическую энергию. Развитие комбинированной выработки является одним из основных путей повышения тепловой экономичности энергетического производства в нашей стране.

В табл. В.1 приведены основные технико-экономические показатели развития теплофикации от ТЭС общего пользования.

Экономия топлива за счет комбинированной выработки электрической и тепловой энергии составляла в СССР около 45 млн т, или около 13 % расхода топлива на выработку электроэнергии на всех ТЭС страны.

На рис. В.1 показана динамика изменения удельных расходов условного топлива (нетто) на ТЭС Минэнерго СССР за 25 лет (с 1961 по 1987 г.). За этот период удельный расход топлива снизился: на КЭС на 94 г/(кВт·ч) — с 450 до 356 г/(кВт·ч); на ТЭЦ на 196 г/(кВт·ч) — с 462 до 266 г/(кВт·ч); в среднем по всем ТЭС на органическом топливе на 128 г/(кВт·ч) — с 454 до 326 г/(кВт·ч) (1985 г.). Разность средних удельных расходов топлива КЭС и ТЭЦ составляла около 90 г/(кВт·ч) [124].

Приведенные выше данные по удельным расходам топлива на выработку электроэнергии в комбинированном цикле на ТЭЦ рассчитаны в соответствии с так называемым физическим методом распределения энергетических затрат (топлива) в теплофикационных установках [27].

Согласно этому методу расход топлива или эквивалентный ему расход теплоты на выработку электроэнергии на ТЭЦ получают путем вычитания из всего количества теплоты, подведенного к теплофикацион-

¹ Здесь и ниже при расчете количества топлива, расходуемого на ТЭЦ при совместной выработке электрической и тепловой энергии, использовался так называемый «физический метод» распределения расходов топлива между электрической и тепловой энергией. Согласно этому методу вся экономия топлива, получаемая за счет комбинированной выработки, относится на электрическую энергию. Подробнее см. гл. 1.

**Таблица В.1. Основные технико-экономические показатели развития теплофикации
от тепловых электростанций общего пользования**

Наименование	СССР		Россия					
	1990	1991	1990	1991	1992	1993	1994	199
Установленная мощность ТЭС на органическом топливе, млн кВт	212,7	213,3	130,0	130,3	129,9	129,45	131,26	131,4
Выработка электроэнергии на ТЭС на органическом топливе, млрд кВт · ч	1197,75	1158,9	733,6	721,9	661,54	606,24	551,37	534,5
Установленная мощность теплофикационных турбин, млн кВт	76,7	77,2	60,2	60,6	60,72	59,82	61,82	61,9
Доля мощности теплофикационных турбин в суммарной мощности ТЭС на органическом топливе, %	36,1	36,2	46,3	46,5	46,74	46,21	47,1	47,1
Выработка электроэнергии теплофикационными турбинами, млрд кВт · ч	421,7	418,3	331,7	330,4	315,0	298,1	285,1	276,9
Выработка электроэнергии теплофикационными турбинами на тепловом потреблении, млрд кВт · ч	250,5	246,4	197,7	194,6	193,1	186,61	171,63	161,1
Доля комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ, %	59,4	58,9	59,6	58,9	61,3	62,6	60,2	58,2
Доля комбинированной выработки ТЭЦ в электрической выработке на органическом топливе, %	20,9	21,26	27,0	27,0	29,2	30,78	31,13	30,15
Отпуск теплоты от ТЭС общего пользования, млн Гкал	983,6	986,2	752,8	752,2	731,8	694,6	616,0	562,14
Отпуск теплоты от ТЭЦ АО-энерго, млн Гкал	787,3	792,4	618,0	619,5	601,9	573,1	510,8	465,7
В том числе отработавшей теплоты, млн Гкал	662,9	655,3	529,6	521,6	510,4	482,75	427,54	393,52
Доля отработавшей теплоты в суммарном отпуске теплоты от ТЭЦ, %	84,2	82,7	85,7	84,2	84,8	84,5	83,7	84,5
Удельная комбинированная выработка электроэнергии, отнесенная к суммарному отпуску теплоты от ТЭЦ, (кВт · ч)/Гкал	318,2	310,9	319,9	314,1	320,8	326,6	336,0	346,06
Удельная комбинированная выработка электроэнергии, отнесенная к отпуску отработавшей теплоты от ТЭЦ, (кВт · ч)/Гкал	377,9	376,0	373,3	373,1	387,2	387,0	401,44	409,54
Средний удельный расход топлива (нетто) на ТЭС, г/(кВт · ч)	325,8	327,9	311,9	313,8	310,5	308,6	310,5	312,3
Средний удельный расход топлива на ТЭЦ, г/(кВт · ч)	272,2	274,9	271,1	274,1	268,7	265,8	271,5	276,5
Средний удельный расход топлива на отпущенную теплоту, кг/Гкал	173,9	174,2	173,5	173,6	173,9	173,8	174,5	174,7

ной установке, количества теплоты конденсата, направляемого в энергетические котлы ТЭЦ, и количества теплоты, отпускаемой от теплофикационной установки внешним потребителям. Другими словами, вся экономия топлива, расходуемого на вы-

работку электроэнергии и теплоты в комбинированном (теплофикационном) цикле на ТЭЦ, относится только на электроэнергию.

В дальнейшем все показатели по удельным расходам топлива на выработку элек-

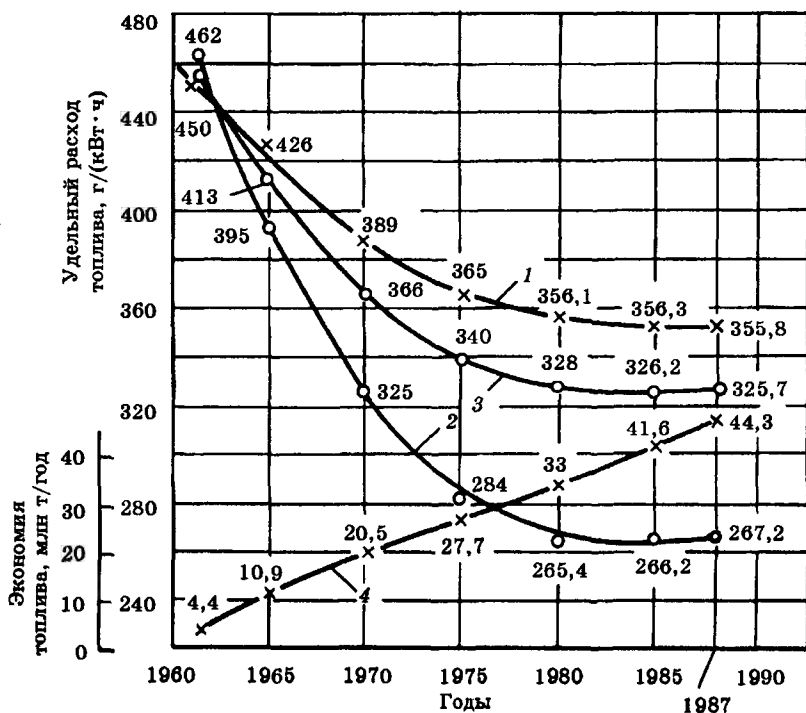


Рис. В.1. Динамика удельных расходов условного топлива (нетто) на ТЭС общего пользования и экономии топлива на базе комбинированной выработки

1 — средний расход по КЭС; 2 — средний по ТЭЦ; 3 — средний по ТЭС; 4 — экономия топлива;
1, 2, 3 — в г/(кВт·ч); 4 — в млн т/год

троэнергии на ТЭЦ приведены в соответствии с указанным методом.

Комбинированное производство электрической и тепловой энергии может быть реализовано на энергоустановках электрической мощностью, измеряемой сотнями МВт и тепловой мощностью в сотни ГДж/с (Гкал/ч), а также на установках мощностью в десятки (сотни) кВт и кДж/с (ккал/ч). Такой широкий диапазон мощностей теплофикационных установок и систем теснейшим образом связан с уровнем централизации теплоснабжения, который, в свою очередь, зависит от плотности тепловых нагрузок (тепловой мощности на единицу площади района теплоснабжения); вида топлива, на котором работают энергоустановки; от экологических требований, диктуемых состоянием воздушного бассейна; наличия избытков теплоты на промышленных пред-

приятиях, расположенных на рассматриваемой территории и т.п.

В бывшем СССР и в России в период планового регулирования экономики наибольшее развитие получили достаточно крупные городские и промышленные теплофикационные системы, базирующиеся на централизованном теплоснабжении городов и промышленных узлов. Таким образом, при теплофикации в России было реализовано два основных принципа:

1) комбинированное (совместное) производство электрической и тепловой энергии, осуществляемое на ТЭЦ;

2) централизация теплоснабжения, т.е. передача теплоты от одного или нескольких источников, работающих на одну тепловую сеть, многочисленным тепловым потребителям.

Первый принцип был рассмотрен выше, второй — централизация теплоснабжения не является особенностью теплофикации и может быть реализован в системах теплоснабжения не только от ТЭЦ, но и от других источников теплоты, таких как промышленные, районные и квартальные котельные, от мусоросжигающих заводов и энергоустановок, утилизирующих избытки теплоты, образующиеся в технологических установках промпредприятий, и т.п.

Несмотря на дополнительные потери энергии в тепловых сетях, централизация в теплоснабжении может обеспечить экономии топлива за счет:

утилизации теплоты от промышленных технологических (включая крупные ГРЭС) и мусоросжигающих установок;

более высокого КПД крупных промышленных и районных котельных, а также мощных котельных установок крупных ТЭЦ по сравнению с мелкими местными котельными, работающими на некалорифицированных низкокалорийных и многозольных видах твердого топлива;

более рациональной загрузки источников теплоты с различной эффективностью при работе этих источников на одну сеть.

Выбор рациональной степени централизации теплоснабжения, т.е. числа источников теплоснабжения, для удовлетворения тепловой нагрузки района зависит от ряда экономических и местных условий. С повышением степени централизации, т.е. уменьшением числа источников теплоснабжения, как правило, повышается экономичность выработки теплоты и снижаются удельные начальные затраты и расходы по эксплуатации источников теплоснабжения, но одновременно увеличиваются начальные затраты на сооружение тепловых сетей и эксплуатационные расходы на транспорт и распределение теплоты.

Централизация теплоснабжения способствует благоустройству теплоснабжаемых районов, позволяет уменьшить трудозатра-

ты на обслуживание теплового хозяйства городов и промышленности, облегчить использование низкосортного топлива сбросной теплоты промышленности.

При централизованном теплоснабжении от котельных без комбинированной выработки электрической энергии на базе того же потребления суммарный расход топлива на удовлетворение теплового и электрического потребления получается больше, чем при теплофикации. Теплофикация в сочетании с централизацией теплоснабжения является наиболее рациональным методом использования топливных ресурсов для тепло- и электроснабжения. Благодаря социальным, экономическим и экологическим преимуществам централизованной теплофикации стала одним из основных направлений развития энергетики нашей страны.

Ориентация советской и российской энергетики на комбинированное производство электрической энергии и теплоты крупных ТЭС была предусмотрена еще в государственном плане электрификации нашей страны — плане ГОЭЛРО. Эта идея, полностью оправдавшая себя опытом развития советской теплофикации, широко реализуется в городах и промышленных районах нашей страны. Для успешного развития теплофикации необходима разработка и практическая реализация согласованных по срокам и масштабам планов сооружения и ввода в эксплуатацию источников теплоты и тепловых сетей в соответствии с растущим спросом на теплоту низкого и среднего давления.

Днем рождения советской теплофикации и централизованного теплоснабжения считается 25 ноября 1924 г. В этот день в Ленинграде был введен в строй первый тепловой пункт общего пользования, сооруженный по проекту и под руководством пионеров советской теплофикации — инженера Л.Л. Гинтера и профессора В.В. Дмитриева.

По этому теплопроводу теплота от ЛГЭС-3 (Ленинградской государственной электростанции № 3, впоследствии ТЭЦ им. Л.Л. Гинтера) была передана в жилой дом № 96 по набережной р. Фонтанки, а затем в Казачьи бани и другие здания.

Широкое развитие теплофикации на базе централизованного теплоснабжения началось в 1931 г. после специального решения правительства страны, отметившего важное народнохозяйственное значение этого направления развития энергетики.

Развернулось строительство мощных по тому времени ТЭЦ (100—200 МВт) для районного электро- и теплоснабжения в крупных городах и при вновь создаваемых крупных промышленных комбинатах.

В годы Великой Отечественной войны объектам теплофикации, как и другим энергетическим объектам страны, был нанесен значительный ущерб. Однако, несмотря на это, мощность теплофикационных установок во время войны не снижалась. Советские энергетики сумели быстро демонтировать и перебазировать значительную часть оборудования ТЭЦ из прифронтовой полосы на восток, развернуть строительство объектов теплофикации на Урале, в Сибири и на Волге.

Особенно большое развитие теплофикация и централизованное теплоснабжение получили в послевоенный период. На рис. В.2 приведены показатели, характеризующие развитие теплофикации со времени ее возникновения до 1987 г.

До 1990 г. основной организацией, содействующей и эксплуатирующей теплофикационные установки в СССР, было Министерство энергетики и электрификации СССР (Минэнерго СССР).

Теплоэлектроцентрали Минэнерго СССР составили в 1990 г. 85 % по электрической и 80 % по тепловой мощности всех ТЭЦ страны.

В 1989 г. электрическая мощность теплофикационных турбин достигла 98 ГВт, в том числе на станциях Минэнерго 85 ГВт [124].

Годовая выработка электрической энергии теплофикационными турбинами достигла $515 \cdot 10^9$ кВт·ч, в том числе на станциях Минэнерго $450 \cdot 10^9$ кВт·ч. Комбинированная выработка электрической энергии составила $310 \cdot 10^9$ кВт·ч, в том числе на станциях Минэнерго $272 \cdot 10^9$ кВт·ч.

В 1987 г. годовой отпуск теплоты от ТЭЦ составил $5,5 \cdot 10^9$ ГДж. Примерно таким же был суммарный отпуск теплоты от всех других установок централизованного теплоснабжения, т.е. от промышленных, районных, квартальных котельных и от теплоутилизационных установок промышленных предприятий.

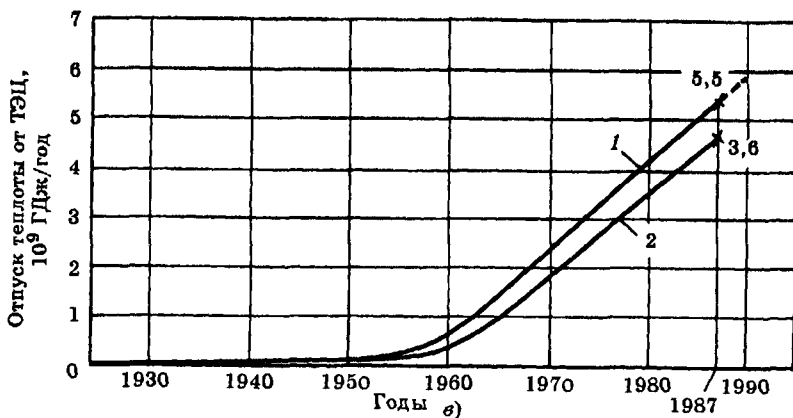
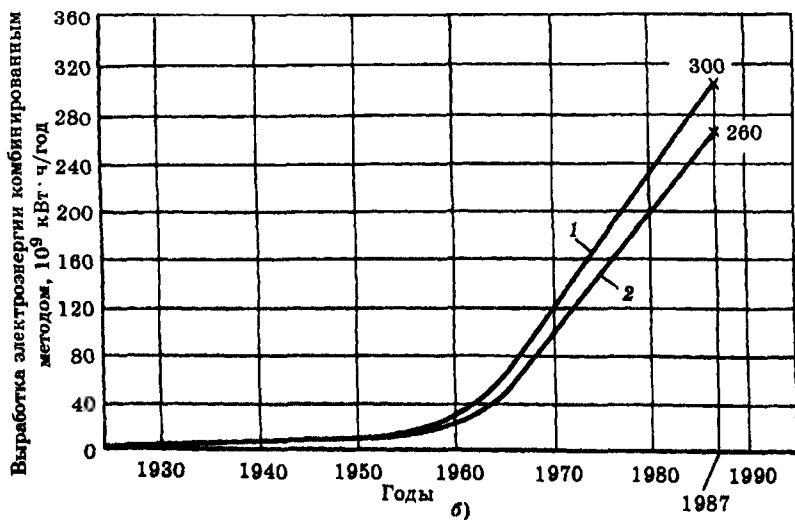
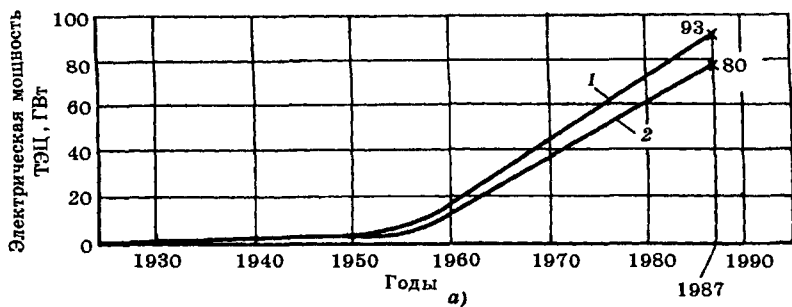
При суммарном годовом теплопотреблении народного хозяйства и жилищно-коммунального сектора СССР в 1989 г. в размере $16 \cdot 10^9$ ГДж централизованным теплоснабжением удовлетворялось около 70 % теплового потребления, из них половина за счет теплофикации.

Уровень современного развития теплофикации России характеризуется следующими данными.

В 1995 г. в рамках РАО «ЕЭС России» (Российского акционерного общества «Единая энергетическая система России»), которое стало правопреемником Минэнерго СССР на территории России, действовали 163 ТЭС с начальными параметрами 9 МПа и выше, из них 123 ТЭЦ. Распределение этих ТЭЦ по электрическим мощностям приведено в табл. В.2.

Наибольшую суммарную электрическую мощность имеют ТЭЦ единичной мощностью от 200 до 500 МВт.

Теплофикационные турбины установлены и работают не только на ТЭЦ, но и на ряде крупных ТЭС (ГРЭС). Так, электрическая мощность Среднеуральской



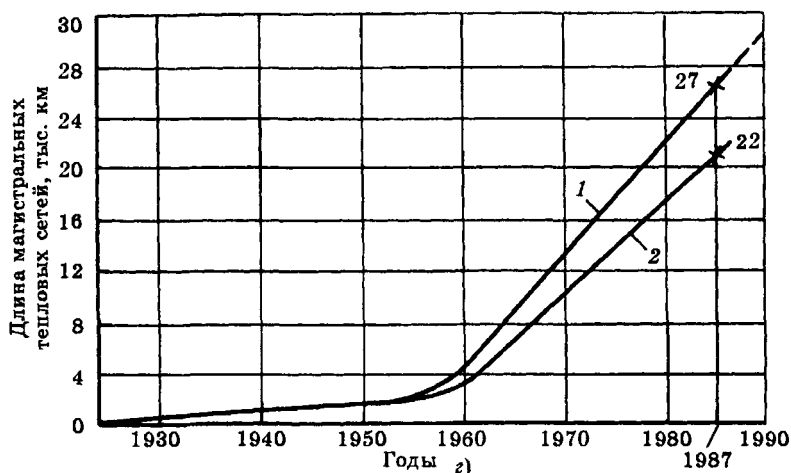


Рис. В.2. Развитие теплофикации бывшего СССР

a — электрическая мощность ТЭЦ; *б* — выработка электрической энергии комбинированным методом; *в* — отпуск теплоты от ТЭЦ; *г* — протяженность магистральных тепловых сетей; 1 — всего; 2 — станции общего пользования

Таблица В.2. Распределение ТЭЦ РАО «ЕЭС России» по электрическим мощностям

Показатель	Электрическая мощность ТЭЦ, МВт						Всего
	50—100	101—200	201—500	501—750	751—1000	Более 1000	
Количество ТЭЦ	3	11	79	19	3	8	123
Суммарная мощность ТЭЦ, МВт	267	1932	28647	11229	2505	10280	54860

ГРЭС (СУГРЭС) равна 1216 МВт, тепловая — 1548 Гкал/ч, или 1800 МВт.

Суммарная электрическая мощность всех теплофикационных турбин, установленных на ТЭС общего пользования РАО «ЕЭС России», равна $61,92 \cdot 10^6$ кВт, что составляет 47,1 % суммарной электрической мощности этих ТЭС.

Выработка электрической энергии теплофикационными турбинами за 1995 г. составила $276,9 \cdot 10^9$ кВт·ч, или 51,4 % суммарной выработки электроэнергии ТЭС общего пользования. При этом на базе теплового потребления, т.е. комбинированная выработка электрической и тепловой энергии, в 1995 г. составила $161,1 \cdot 10^9$ кВт·ч, или 58,2 % суммарной выработки электроэнергии теплофикационными турбинами. Это значит, что более 40 % электроэнергии

было произведено теплофикационными турбинами в конденсационном режиме.

Средний удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в России в 1995 г. составил, г/(кВт·ч):

По всем ТЭЦ.....276,5

По всем КЭС.....352,0

Здесь значение удельного расхода условного топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ приведено в соответствии с расчетом, основанном на физическом методе распределения энергетических затрат в теплофикационных установках [27].

Поэтому годовая экономия топлива в 1995 г. за счет более высокой экономичности ТЭЦ при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии в сравнении с отдельной выработкой электроэнергии (на КЭС) и теплоты (в котельных) может быть определена как произведение

разности удельных расходов топлива на выработку электроэнергии на КЭС и ТЭЦ и объема выработки электроэнергии на ТЭЦ: $\Delta B = (352 - 276,5) \cdot 276,9 \approx 22$ млн т.

В 1995 г. производство теплоты на ТЭС и в районных котельных общего пользования РАО «ЕЭС России» составило $2590 \cdot 10^6$ ГДж ($615,5 \cdot 10^6$ Гкал), из них $2355 \cdot 10^6$ ГДж ($562,1 \cdot 10^6$ Гкал), или 91 %, произведено на ТЭС, включая пиковые котлы этих ТЭС; $197,6 \cdot 10^6$ ГДж ($47,2 \cdot 10^6$ Гкал), или 7,7 %, произведено в районных котельных общего пользования и $25,6 \cdot 10^6$ ГДж ($6,1 \cdot 10^6$ Гкал), или 0,9 %, в электрокотельных общего пользования, т.е. не являющихся собственностью потребителей теплоты.

Количество теплоты, отпущенной из отборов теплофикационных турбин ТЭС общего пользования России, равно $1907 \cdot 10^6$ ГДж ($455,1 \cdot 10^6$ Гкал), что составляет 81 % количества теплоты, отпущенной всеми указанными выше ТЭС.

В качестве иллюстрации ниже приведены некоторые данные о теплофикации и централизованном теплоснабжении г. Москвы.

Теплоснабжение Москвы в 1989 г. осуществлялось от 14 ТЭЦ или их объединений суммарной электрической мощностью 82 ГВт и суммарной тепловой мощностью 31,8 ГДж/с (27 390 Гкал/ч), из них мощность отборов турбин 16,3 ГДж/с (14 025 Гкал/ч), и от 28 крупных районных котельных суммарной тепловой мощностью 9,15 ГДж/с (7870 Гкал/ч). Около 95 % московских ТЭЦ работают при давлении 13 МПа и выше.

Располагаемая тепловая мощность централизованных источников теплоты составляет 80 %, а тепловая мощность ТЭЦ — около 62 % тепловой нагрузки города.

Суммарная протяженность тепловых сетей от ТЭЦ и районных котельных до групповых и местных тепловых подстанций (пунктов) 3500 км.

В 1989 г. ТЭЦ Москвы отпустили 335 млн ГДж (80 млн Гкал) теплоты, из них 83,1 % из отборов турбин, и выработали 57,6 ТВт·ч (млрд

кВт·ч) электрической энергии, из них 64,8 % комбинированным методом.

Средняя удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплоты из отборов турбин составила 130 кВт·ч/ГДж (550 кВт·ч/Гкал).

Средний удельный расход условного топлива (нетто) на теплоэлектростанциях Москвы за 1989 г.: на отпущенную электроэнергию 233,5 г/(кВт·ч), что соответствует КПД (нетто) 52,5 %, на отпуск теплоты 40,1 кг/ГДж (168,6 кг/Гкал), что соответствует КПД (нетто) 85 %.

Теплофикация и централизованное теплоснабжение применяются во многих странах, в том числе в Австрии, Болгарии, Венгрии, Германии, Дании, Исландии, Китае, Монголии, Польше, Румынии, США, Финляндии, Швеции, Чехии, Югославии и др.

Развитие теплофикации способствует решению многих важных народнохозяйственных и социальных проблем, таких как повышение тепловой и общей экономичности энергетического производства, обеспечение экономичного и качественного электро- и теплоснабжения жилищно-коммунальных и промышленных комплексов, снижение трудозатрат в тепловом хозяйстве, улучшение экологической обстановки в городах и промышленных районах.

Отечественная теплофикация базируется на районных ТЭЦ общего пользования и на промышленных ТЭЦ в составе предприятий, от которых теплота отпускается как промышленным предприятиям, так и расположенным поблизости городам и населенным пунктам. Для удовлетворения отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузок жилых и общественных зданий, а также промышленных предприятий используется главным образом горячая вода. Применение горячей воды в качестве теплоносителя позволяет использовать для теплоснабжения теплоту отработавшего пара низкого давления, что повышает эффективность теплофикации благодаря увеличению удельной выработки электрической энергии на базе теплового потребления.

Тепловая экономичность ТЭЦ улучшается при повышении начальных параметров пара, снижении давления пара в отборах турбин, применении многоступенчатого подогрева сетевой воды, увеличении числа часов использования тепловой мощности отборов, ограничении доли конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ.

Улучшению экономических показателей способствуют укрупнение ТЭЦ, увеличение единичной мощности котельных и турбинных агрегатов, блочная компоновка оборудования, а также применение дешевых водогрейных котлов и паровых котлов низкого давления для покрытия кратковременных пиков сезонной и технологической тепловой нагрузки и резервирования теплоснабжения. Использование в системах централизованного теплоснабжения водогрейных и паровых котлов большой мощности на первых этапах развития теплофикационных систем дает в ряде случаев выигрыш в капиталовложениях, позволяя с минимальными затратами на сооружение источников теплоты централизовать теплоснабжение до ввода в действие мощной ТЭЦ [37]. После ввода в действие ТЭЦ указанные выше котлы используются для покрытия пиковой части тепловой нагрузки и резервирования теплоснабжения.

Повышению эффективности теплофикационных систем способствует внедрение прогрессивных проектов ТЭЦ повышенной заводской готовности, предусматривающих осуществление строительства за счет набора строительно-технологических секций с различными типами турбин и однотипными котлами, что позволяет на 5—10 % уменьшить затраты на сооружение ТЭЦ и сократить сроки их строительства.

Отечественное энергомашиностроение является пионером создания мощного высокоэкономичного теплофикационного турбооборудования. Значительное повышение тепловой экономичности ТЭЦ может

быть получено за счет улучшения структуры теплофикационных турбоустановок по начальным параметрам, посредством более широкого использования при сооружении и расширении мощных ТЭЦ теплофикационных турбин на сверхкритические начальные параметры.

В условиях ограниченного завоза органического топлива в европейскую часть нашей страны в качестве дополнительного пути развития теплофикации целесообразно использовать КЭС, расположенные вблизи крупных городов, путем реконструкции конденсационных блоков 160, 200, 300 МВт в теплофикационные с заменой всех изношенных узлов. Такая реконструкция позволяет продлить время активной эксплуатации этих КЭС и существенно (на 10—30 %) повысить их тепловую экономичность.

Наряду с этим создаются благоприятные условия для вывода из эксплуатации неэффективных котлов устаревших конструкций в местных котельных и для перевода теплоснабжения районов, подключаемых к реконструируемой КЭС, с газомазутного топлива (на котором зачастую работают местные котельные) на менее дефицитные и (или) более дешевые виды топлива, на которых работают эти КЭС.

В районах, располагающих газом в качестве базового топлива, перспективно применение парогазовых теплофикационных установок с высокотемпературными газовыми турбинами. Такие установки позволяют получить низкие удельные расходы топлива при невысоких удельных начальных затратах.

Важным звеном теплофикационной системы являются тепловые сети, по которым теплота транспортируется от источников теплоснабжения до тепловых потребителей.

В связи с повышением требований к качеству планировки и чистоте воздушного бассейна городов многие мощные ТЭЦ размещаются на значительном расстоянии от районов теплового потребления, часто

за пределами городской черты. Рост единичных мощностей источников теплоснабжения и радиусов передачи теплоты вызывает необходимость существенного повышения надежности и экономичности систем теплоснабжения.

Актуальная задача — совершенствование систем транспорта и распределения теплоты крупных городов в направлении:

а) расширения диапазона безопасных гидравлических режимов;

б) полноценного использования блокировочных связей между смежными тепломагистралями или смежными ТЭЦ;

в) снижения потерь сетевой воды при авариях на магистральных теплопроводах;

г) обеспечения автономной, независимой от тепловой сети циркуляции воды в системах теплopotребления;

д) более широкого использования автоматического группового и местного регулирования в дополнение к центральному регулированию, внедрения систем дистанционного контроля и телеуправления.

Начальные затраты на сооружение теплофикационных систем, а также эксплуатационные расходы на транспорт и распределение теплоты непосредственно зависят от удельного расхода сетевой воды на единицу тепловой нагрузки системы.

Известны следующие основные пути снижения удельного расхода сетевой воды:

а) повышение расчетной температуры в подающих трубопроводах до экономического оправданного уровня;

б) снижение температуры сетевой воды в обратных трубопроводах, т.е. более глубокое использование энтальпии теплоносителя в теплоиспользующих установках у потребителей за счет:

повсеместного внедрения местного автоматического регулирования всех видов тепловых нагрузок последовательного включения теплopotребляющих установок, которые могут использовать теплоноситель различного потенциала (например, отопление и го-

рячее водоснабжение), экономически оправданного увеличения поверхностей нагрева теплоиспользующих установок у потребителей и других мероприятий, включая организационно-экономические (например, введение стимулирующих тарифов);

в) применение в открытых системах теплоснабжения при благоприятных условиях однотрубной (однонаправленной) схемы транспорта теплоты.

Важное народнохозяйственное значение имеет повышение технического уровня тепловых сетей. Все элементы тепловой сети должны быть равнопрочны и обеспечивают качественную работу системы теплоснабжения 25—30 лет.

Основной путь повышения надежности и долговечности тепловых сетей — защита от коррозии стальных труб, которые являются главным элементом теплопроводов транспортирующих теплоту от источников до потребителей.

Опыт эксплуатации тепловых сетей в России показывает, что наибольшей коррозии подвержена, как правило, наружная поверхность стальных труб (не менее 70 % всех повреждений связаны с коррозией труб). Поэтому важнейшая проблема, которая должна решаться при сооружении тепловых сетей, — проблема защиты стальных труб от воздействия на них агрессивных сред.

Для защиты стальных труб от внутренней коррозии должен обязательно соблюдаться водно-химический режим работы теплопроводов в соответствии с «Правилами технической эксплуатации тепловых электрических станций и сетей» (ПТЭС).

Защита наружных поверхностей стальных труб — более сложная задача, которая должна решаться с использованием множества технологических приемов:

проведения мероприятий, исключающих доступ воды к наружной поверхности стальных труб;

нанесения антикоррозионных покрытий (стеклоэмалевых, алюминированных и др.);

осушения теплопроводов и их конструкций;

применения наземных способов укладки теплопроводов и т.п.

Наземные теплопроводы имеют более высокую надежность и долговечность, а также меньшую капиталоемкость по сравнению с подземными. Поэтому теплопроводы за городом и на окраинах, на промплощадках и в других местах, где это согласуется с архитектурными и планировочными требованиями, целесообразно сооружать наземными.

Значительный прогресс в повышении надежности тепловых сетей и снижении затрат при эксплуатации может быть достигнут при установке на теплопроводах сильфонных компенсаторов температурных деформаций вместо сальниковых компенсаторов, применяемых до сих пор.

Необходимо также повысить качество тепловой изоляции теплопроводов для снижения тепловых потерь.

В последние годы находят широкое применение конструкции теплопроводов индустриального изготовления с тепловой изоляцией из пенополиуретана, имеющего теплопроводность $\lambda = 0,03—0,05 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, что примерно втрое меньше, чем у широко использовавшихся теплоизоляционных конструкций из минеральной ваты или армопенобетона. Снаружи пенополиуретановая изоляция дополнительно защищена от увлажнения полиэтиленовой оболочкой. Такая конструкция не только сокращает тепловые потери, но и защищает стальной трубопровод от наружной коррозии.

Указанные теплопроводы укладываются в грунт бесканально [52]. Следует отметить, что радикально проблема надежности и долговечности теплопроводов может быть решена только за счет комплексного подхода, когда все без исключения элементы тепловой сети (прямолинейные участки,

углы поворота, тройники и крестовины, запорная и регулирующая арматура, компенсаторы) изолируются пенополиуретаном и полиэтиленом на заводах, а на трассе строительства выполняется минимум строительно-монтажных работ.

Важными задачами являются разработка методов и приборов неразрушающего контроля и диагностики состояния подземных теплопроводов, установления мест утечки теплоносителя без вскрытия конструкций тепловых сетей и организация производства телемеханических систем информации и управления тепловыми сетями.

В нашей стране, как и за рубежом, основной прогресс в сооружении теплопроводов, создающий возможность существенно-го снижения начальной стоимости, трудовых затрат и сроков строительства при одновременном повышении надежности и долговечности, идет по пути индустриализации, т.е. изготовления блоков теплопроводов в заводских условиях.

В настоящее время назрела также необходимость централизовать капитальный ремонт магистральных и распределительных тепловых сетей, организовать заводское производство запасных частей.

Централизованное теплоснабжение должно стимулировать усовершенствование схем и оборудования систем теплоснабжения промышленных предприятий в направлении рационального сочетания технологических и энергетических процессов и оптимизации энергозатрат.

Необходимо проведение на практике активной энергосберегающей политики в промышленности, жилищно-коммунальном секторе и сельском хозяйстве. Задача заключается в сбережении расходуемых энергоресурсов на всем пути от источников теплоты, где происходит преобразование первичных энергоресурсов в другие виды энергии, и далее в системе транспорта этой энергии, распределении ее по потребителям и при использовании. КПД всех энергетиче-

ских и технологических установок должен быть повышен до экономически обоснованного уровня.

Для выравнивания годового графика тепловой нагрузки ТЭЦ представляет интерес использование в летний период отработавшей теплоты для выработки холода в эжекционных и абсорбционных холодильных установках для кондиционирования воздуха в промышленных и общественных зданиях.

Необходимо усовершенствовать также теплопотребляющие, в первую очередь отопительные, установки жилых и общественных зданий в направлении повышения механической прочности отопительных приборов, снижения их удельной емкости (на единицу расчетного расхода теплоты), повышения эффективности теплопередачи.

Важнейшей проблемой, требующей решения, является автоматизация теплопотребляющих приборов и установок в целом, так как оптимальные режимы подачи теплоты в отдельные помещения даже одного и того же здания могут существенно различаться. Это означает, что невозможно за счет центрального, группового и даже местного (на одно здание) регулирования добиться оптимальных режимов подачи и по-

требления теплоты в системах централизованного теплоснабжения.

В современных условиях перехода нашей страны от директивной экономики к рыночной приобретают важное значение вопросы ценообразования на отпускаемую энергию.

Успешному развитию отечественных теплофикационных систем способствуют исследования, тесно связанные с практикой. В этих исследованиях наряду с научными работниками активно участвует инженерно-технический персонал, проектирующий, сооружающий и эксплуатирующий теплофикационные установки. Энергетиками страны создана наука, позволяющая правильно решать все основные технические и технико-экономические вопросы теплофикации и централизованного теплоснабжения (ЦТ) разрабатывать пути их дальнейшего развития.

В настоящей книге изложены основы расчета систем теплоснабжения и теплофикации, оборудования теплофикационных установок ТЭЦ, тепловых сетей, тепловых подстанций и абонентских вводов. Освоение этого материала необходимо для грамотного проектирования и организации рациональной эксплуатации современных теплофикационных установок и систем.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ

1.1. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Энергетическая эффективность теплофикации оценивается по экономии топлива ΔB , получаемой при удовлетворении от ТЭЦ заданного энергопотребления (электрической и тепловой энергии) определенного круга потребителей или района в целом, по сравнению с расходом топлива при раздельном методе удовлетворения этих же нагрузок, т.е. при выработке электрической энергии на конденсационных электрических станциях (КЭС) и теплоты в котельных:

$$\Delta B = B_p - B_t, \quad (1.1)$$

где B_p — расход топлива при раздельной выработке электрической энергии и теплоты; B_t — то же при теплофикации.

Другой возможный метод оценки эффективности теплофикации с помощью так называемого *коэффициента использования теплоты топлива* η_n не является представителем и объективным, так как не всегда большее значение коэффициента η_n соответствует большей экономии топлива, т.е. большему энергетическому эффекту.

Коэффициент использования теплоты топлива представляет собой отношение тепловых эквивалентов отпущенных от ТЭЦ теплоты и электрической энергии к тепловому эквиваленту сожженного топлива:

$$\eta_n = (Q + \mathcal{E}) / (B Q_n^p), \quad (1.2a)$$

где Q — количество отпущенной теплоты; $\mathcal{E}$ — количество отпущенной электроэнергии; B — расход топлива; Q_n^p — низшая удельная теплота сгорания топлива.

В (1.2a) электрическая энергия оценивается по тепловому эквиваленту и суммируется с теплотой. Однако электрическая и тепловая энергия не являются равноценными видами энергии, поэтому их сравнение по тепловому эквиваленту не считается экономически объективным, хотя и не противоречит первому закону термодинамики [3, 27, 104].

Электрическая энергия — наиболее совершенный вид энергии, но зато и выработка ее на ТЭС связана со значительно большими топливными затратами, чем выработка теплоты.

Как известно из второго закона термодинамики, невозможно всю теплоту, подведенную к рабочему телу в теплосиловом цикле, превратить в работу. При превращении теплоты в работу необходимо часть подведенной теплоты отвести в холодный источник.

При выработке электрической энергии на современных КЭС в холодный источник, т.е. в окружающую среду, отводится около 60 % теплоты, подводимой в цикле. Этим в основном определяется низкий КПД выработки электрической энергии, составляющий 36—40 %.

Что же касается КПД установок по производству теплоты, то даже в местных котельных с котлами устаревших конструк-

ций при работе на твердом топливе он составляет 50—55 %, а в крупных современных районных котельных на жидком топливе или газе 80—85 % и более.

Снижение при расчете доли выработки электрической энергии на ТЭЦ за счет увеличения выработки теплоты приводит к росту коэффициента использования теплоты сгорания топлива вследствие уменьшения расчетных потерь в турбогенераторной установке. Однако при этом народнохозяйственная эффективность теплофикации уменьшается, так как невыработанную на ТЭЦ электрическую энергию приходится вырабатывать на КЭС при значительно более низком КПД.

Ничего по существу не изменяет оценка энергетической эффективности теплофикации по эксергетическому КПД ТЭЦ:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{wQ + \mathcal{E}}{E_{\text{топл}}}, \quad (1.26)$$

где w — коэффициент работоспособности теплоты; $E_{\text{топл}}$ — эксергия сожженного топлива.

Превращение теплоты в работу в теплофикационных турбоустановках сопровождается диссипацией эксергии из-за внутренних потерь в турбине и электрогенераторе. Поэтому снижение выработки электроэнергии и соответствующее увеличение отвода теплоты приводит к повышению эксергетического КПД ТЭЦ.

Максимальный $\eta_{\text{экс}}$ по формуле (1.26) достигается тогда, когда ТЭЦ превращается в котельную и отпускает только теплоту. При этом $\eta_{\text{экс}}$ тем выше, чем выше параметры отпускаемой теплоты.

Поэтому использование в качестве критерия, по которому оценивается эффективность комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, только коэффициента использования теплоты топлива (1.2а) либо только эксергетического КПД (1.26) будет неправильно ориентировать специалистов на минимальную выработку электроэнергии и максимальный отпуск теплоты от ТЭЦ.

Выбор наиболее оптимальной (по расходу сжигаемого топлива) системы энергоснабжения должен осуществляться из условия минимизации

топливных затрат в целом на ТЭЦ, обеспечивающей электро- и теплоснабжение данного района, в сравнении с раздельной схемой энергоснабжения этого района от КЭС и котельных при подаче потребителям равного количества электрической и тепловой энергии заданного качества.

О качестве тепловой энергии и других критериях оценки эффективности теплофикации будет сказано ниже.

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА ВЫРАБОТКУ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ НА ПАРОТУРБИННЫХ ТЭЦ

Расход топлива на выработку электрической энергии и теплоты на паротурбинных ТЭЦ может быть определен как сумма двух слагаемых:

$$B_T = B_{T,э} + B_{T,т}, \quad (1.3)$$

где $B_{T,э}$, $B_{T,т}$ — расход топлива на выработку соответственно электрической энергии и теплоты.

Основными агрегатами большинства современных паротурбинных ТЭЦ являются теплофикационные турбины с отбором пара и с конденсаторами. Эти турбины могут развивать, как правило, полную электрическую мощность независимо от нагрузки теплофикационных отборов, однако они не всю электроэнергию вырабатывают комбинированным методом. Часть электрической энергии вырабатывается в этих турбинах с использованием потока пара, поступающего в конденсатор, т.е. конденсационным методом. Поэтому полное количество электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ, является в общем случае суммой двух слагаемых:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_T + \mathcal{E}_{Тк}, \quad (1.4)$$

где $\mathcal{E}_T$ — комбинированная выработка; $\mathcal{E}_{Тк}$ — конденсационная выработка.

Количество электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ комбинированным методом, определяется по формуле

$$\mathcal{E}_T = \bar{\mathcal{E}}_T Q_T, \quad (1.5)$$

где $\bar{\varepsilon}_T$ — удельная комбинированная выработка электроэнергии, т.е. количество электроэнергии, произведенной на ТЭЦ в одном технологическом цикле с отпуском единицы теплоты внешним потребителям; Q_T — отпуск отработавшей теплоты (из отборов или противодавления) внешним тепловым потребителям.

Тепловая экономичность ТЭЦ характеризуется двумя основными показателями: 1) удельной комбинированной выработкой электроэнергии $\bar{\varepsilon}_T$; 2) удельным расходом топлива на выработку электрической энергии по конденсационному циклу b_{TK}^3 .

Как будет показано ниже, оба эти показателя зависят в первую очередь от отношения температуры отвода теплоты из цикла к температуре подвода теплоты к циклу (T_T/T_0 и T_{KT}/T_0). Чем ниже это отношение, тем выше тепловая экономичность ТЭЦ (см. (1.6), (1.7) и (1.21)).

Определение удельной комбинированной выработки существенно упрощается, если реальный теплосиловой цикл заменяется эксергетически равноценным циклом Карно, в котором работоспособность подведенной и отведенной теплоты такая же, как в реальном цикле.

Удельная комбинированная выработка электрической энергии, отнесенная к единице отработавшей теплоты, отведенной из идеального цикла Карно (рис. 1.1)

$$\bar{\varepsilon}_T = \frac{(T_0 - T_T) \Delta s}{T_T \Delta s} = \frac{T_0}{T_T} - 1, \quad (1.6)$$

где T_0 — средняя температура подвода теплоты в цикл, К; T_T — средняя температура отвода теплоты из цикла, К.

Формула (1.6) может быть положена в основу расчета удельной комбинированной выработки электрической энергии в реальных циклах. В этом случае под T_0 следует понимать среднюю температуру подвода

теплоты, а под T_T — среднюю температуру отвода теплоты реального цикла. Кроме того, необходимо учесть неизотропность расширения пара в турбине, а также наличие электромеханических потерь в турбогенераторе.

С учетом указанных особенностей формула для расчета удельной комбинированной выработки электрической энергии на паротурбинных ТЭЦ принимает вид

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon}_T &= \frac{(T_0 - T_T) \eta_{oi} \eta_{эм}}{T_T + (1 - \eta_{oi})(T_0 - T_T)} = \\ &= \frac{\left(1 - \frac{T_T}{T_0}\right) \eta_{oi} \eta_{эм}}{1 - \left(1 - \frac{T_T}{T_0}\right) \eta_{oi}}, \end{aligned} \quad (1.7)$$

где η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины; $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД, т.е. произведение механического КПД турбины на КПД электрогенератора.

Значение $\bar{\varepsilon}_T$ равно удельной комбинированной выработке на базе внешнего теплового потребления. Сюда входит также комбинированная выработка на базе внутреннего теплового потребления, т.е. на базе регенеративного подогрева конденсата

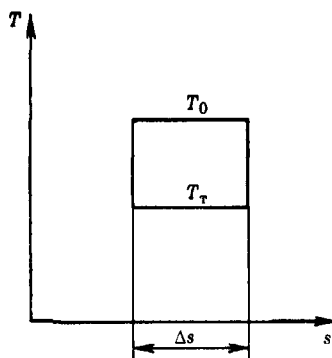


Рис. 1.1. Идеальный цикл Карно

от температуры возврата в схему ТЭЦ до температуры питательной воды.

Значение $\bar{\varepsilon}_T$, приведенное в (1.7) в безразмерном виде, представляет собой отношение количества выработанной электроэнергии к количеству отработавшей теплоты, отведенной из цикла, выраженных в одних и тех же единицах, например Дж/Дж или кВт·ч/кВт·ч.

Для получения значения удельной комбинированной выработки $\bar{\varepsilon}_T$, выраженной в единицах, обычно используемых на практике, необходимо значение $\bar{\varepsilon}_T$, рассчитанное по (1.7), умножить на размерную единицу, т.е. на 278 кВт·ч/ГДж или на 1163 кВт·ч/Гкал.

Как видно из (1.7), удельная комбинированная выработка электрической энергии увеличивается при повышении средней температуры подвода теплоты в цикл T_0 , снижении средней температуры отвода теплоты из цикла T_T , а также при снижении потерь при расширении пара в турбине и превращении механической энергии в электрическую, т.е. при увеличении КПД η_{01} и $\eta_{3м}$.

Этим, в частности, объясняется эффективность повышения начальных параметров пара и многоступенчатого подогрева сетевой воды отработавшим паром.

При увеличении начальных параметров пара на ТЭЦ повышается средняя температура T_0 подвода теплоты в цикл. При многоступенчатом подогреве сетевой воды часть теплоты отводится из цикла при более низкой температуре, чем при одноступенчатом подогреве, в результате снижается средняя температура T_T отвода теплоты из цикла.

На рис. 1.2 показана схема паротурбинной теплофикационной установки, а на рис. 1.3, а — процесс ее работы в T, s -диаграмме. Из условия одинаковой работоспособности подведенной теплоты в цикле Карно и в реальном цикле средняя температура

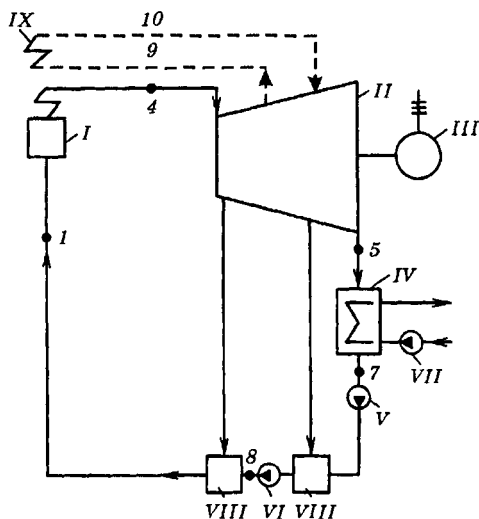


Рис. 1.2. Схема паротурбинной теплофикационной установки (с промпрегревом)

I — котел; II — паровая турбина; III — электрогенератор; IV — теплофикационный подогреватель; V — конденсатный насос; VI — питательный насос; VII — сетевой насос; $VIII$ — регенеративный подогреватель; IX — промпрегреватель; $1-10$ — характерные точки теплосилового цикла

тура подвода теплоты принимается равной разности удельных энтальпий рабочего тела на выходе из котла и входе в котел, деленной на разность удельных энтропий в этих же точках [114, 115]:

$$T_0 = \frac{h_4 - h_1}{s_4 - s_1} = \frac{h_p - h_{п.в}}{s_p - s_{п.в}}, \quad (1.8)$$

Из условий одинаковой работоспособности отведенной теплоты из цикла Карно и из реального цикла средняя температура отвода теплоты из цикла T_T принимается равной разности удельных энтальпий рабочего тела на выходе из турбины и его конденсата, деленной на разность удельных энтропий в этих же точках:

$$T_T = \frac{h_5 - h_7}{s_5 - s_7} = \frac{h_{п.о} - h_{к.т}}{s_{п.о} - s_{к.т}}, \quad (1.9)$$

В выражениях (1.8), (1.9): h_p , $h_{п.о}$, $h_{п.в}$, $h_{к.т}$ — удельная энтальпия: пара на выходе из котла, отработавшего пара на выходе из

турбины, питательной воды на входе в котел, конденсата отработавшего пара, кДж/кг; $s_{п}, s_{п.о}, s_{п.в}, s_{к.т}$ — удельные энтропии: пара на выходе из котла, отработавшего пара на выходе из турбины, питательной воды на входе в котел, конденсата отработавшего пара, кДж/(кг · К).

На рис. 1.3,б показан процесс работы паротурбинной установки с промперегревом в T, s -диаграмме. В установках с промперегревом средняя температура подвода теплоты в цикл

$$T_0 = \frac{h_4 - h_1 + g(h_{10} - h_9)}{s_4 - s_1 + g(s_{10} - s_9)} = \frac{h_{п} - h_{п.в} + g(h_{п.п} - h_{п.д})}{s_{п} - s_{п.в} + g(s_{п.п} - s_{п.д})}, \quad (1.10)$$

где $h_{п}, h_{п.в}, h_{п.п}, h_{п.д}$ — удельные энтальпии: пара после основного перегревателя, питательной воды на входе в котел, пара после промперегревателя, пара до промперегревателя, кДж/К; $s_{п}, s_{п.в}, s_{п.п}, s_{п.д}$ — удельные энтропии: пара после основного перегревателя, питательной воды на входе в котел, пара после промперегревателя, пара до промперегревателя, кДж/(кг · К); g — отношение расхода пара через промперегревателя к его расходу через основной перегреватель.

Разность этих расходов равна обычно расходу пара на регенеративные подогреватели высокого давления [114, 115]. Для приближенных расчетов можно принимать $g = 1$. Средняя температура теплоносителя, отводимого из цикла паротурбинных установок с промперегревом, определяется по одной и той же формуле (1.9).

В табл. 1.1 приведены значения средней температуры теплоты, подводимой в цикл, для ряда характерных начальных параметров теплосиловых установок.

В условиях промышленного пароснабжения конденсат часто возвращается на ТЭЦ при температуре $t_{в.к}$, существенно более низкой по сравнению с температурой насыщения отработавшего пара, используемого для теплоснабжения.

Как правило, конденсат возвращается на ТЭЦ от потребителей при температуре $t_{в.к} < 100^\circ\text{C}$, хотя температура насыщения пара, поступающего в сеть, значительно выше 100°C .

Для подогрева конденсата от температуры возврата $t_{в.к}$ до температуры насыщения отработавшего пара $t_{к.т}$ используется отработавшая теплота более низкого потенциала, отчего несколько увеличивается удельная комбинированная выработка электрической энергии.

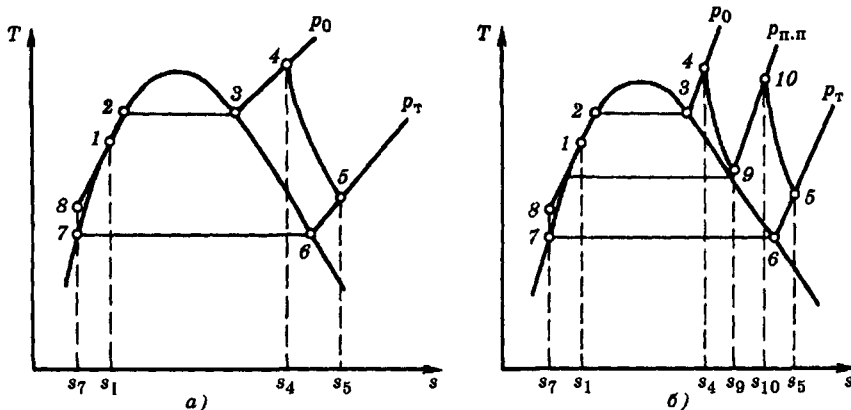


Рис. 1.3. Процесс работы паротурбинной теплофикационной установки в T, s -диаграмме
а — без промперегрева; б — с промперегревом

Таблица 1.1. Характерные начальные параметры теплосиловых установок и средние температуры подвода теплоты в цикл

Начальные параметры		Параметры промперегрева		Температура пита- тельной воды $t_{п.в}$, °С	Средняя температура подво- да теплоты в цикл T_0 , К
p_0 , МПа	t_0 , °С	$p_{п.п}$, МПа	$t_{п.п}$, °С		
3,5	435	—	—	150	519
6	274	1/0,9	260	220	521 (АЭС)
9	535	—	—	215	590
13	555	—	—	230	619
13	540	3,2/2,9	540	230	623
17	540	3,6/3,3	540	250	642
24	540	4,0/3,6	540	260	658

На практике имеет место также частич-
ный недовозврат конденсата с промышлен-
ных предприятий из-за выпара в сборных
баках, утечек, слива при загрязнении кон-
денсата и других причин. Недовозврат кон-
денсата обычно восполняется на станции
за счет холодной воды после ее соот-
ветствующей обработки. Для подогрева
этой воды используется отработавшая теп-
лота низкого потенциала, что также повы-
шает удельную комбинированную выработ-
ку электрической энергии. Однако из этого
не следует, что потеря конденсата является
положительным фактором. Дополни-
тельный энергетический выигрыш, получаемый
от потери конденсата, не окупает дополни-
тельных тепловых и материальных затрат
на водоподготовку, связанных с восполне-
нием этой потери.

В том случае, когда температура конденсата,
возвращаемого на ТЭЦ, или средняя температу-
ра конденсата и подпиточной воды, восполняю-
щей его утечки, ниже температуры конденсации
отработавшего пара $t_{к.т}$, т.е. когда $t_{к.в} < t_{к.т}$,
удельная комбинированная выработка электри-
ческой энергии определяется как сумма двух
слагаемых: комбинированной выработки $\varepsilon_{т1}$ на
базе теплоты, отводимой от отработавшего пара
при температуре его конденсации $t_{к.т}$, равной
температуре насыщения, и комбинированной
выработки $\varepsilon_{т2}$ на базе теплоты, затрачиваемой на
подогрев возвращаемых в схему ТЭЦ конденса-

та или смеси конденсата и подпиточной воды от
температуры $t_{к.в}$ до температуры $t_{к.т}$.

Расчет проводится по формуле

$$\varepsilon_T = q_1 \varepsilon_{т1} + q_2 \varepsilon_{т2}, \quad (1.11)$$

где q_1 — относительная (в долях единицы) теп-
ловая нагрузка ТЭЦ при температуре конденса-
ции отработавшего пара $t_{к.т}$, т.е. теплота пере-
грева и скрытая теплота парообразования отра-
ботавшего водяного пара; q_2 — относительная
(в долях единицы) тепловая нагрузка ТЭЦ, рав-
ная теплоте, затрачиваемой на подогрев кондеи-
сата или смеси конденсата и подпиточной воды
от температуры $t_{к.в}$ до температуры $t_{к.т}$:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \frac{h_{п.о} - h_{к.т}}{h_{п.о} - h_{к.в}}; \\ q_2 &= \frac{h_{к.т} - h_{к.в}}{h_{п.о} - h_{к.в}}; \\ q_1 + q_2 &= 1, \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

где $h_{к.в}$ — удельная энтальпия конденсата или
смеси конденсата и подпиточной воды, возвра-
щаемых в схему ТЭЦ.

В том случае, когда температура конденсата,
возвращаемого на ТЭЦ, равна температуре на-
сыщения отработавшего пара, т.е. при $t_{к.в} = t_{к.т}$,
 $q_1 = 1$ и $q_2 = 0$.

Удельная комбинированная выработка $\varepsilon_{т1}$ и
 $\varepsilon_{т2}$ на базе отдельных тепловых потоков опреде-
ляется по формуле (1.7).

При определении $\varepsilon_{т1}$ средняя температура
отвода теплоты из цикла T_0 , К, находится по (1.9).

При вычислении $\bar{\varepsilon}_T$ средняя температура отвода теплоты из цикла принимается равной среднелогарифмической между $T_{к.в}$ и $T_{к.т}$ по формуле

$$T_T = \frac{T_{к.т} - T_{к.в}}{\ln \frac{T_{к.т}}{T_{к.в}}}. \quad (1.13)$$

Для предварительных расчетов можно определять среднюю температуру отвода теплоты как среднеарифметическую между $T_{к.в}$ и $T_{к.т}$:

$$T_T = (T_{к.т} + T_{к.в})/2. \quad (1.14)$$

Изменение удельной комбинированной выработки электрической энергии при изменении на небольшое значение средних температур подвода или отвода теплоты рассчитывается как первая производная $d\bar{\varepsilon}_T/dT_0$ или $d\bar{\varepsilon}_T/dT_T$ по формулам

$$\frac{d\bar{\varepsilon}_T}{dT_0} = \frac{\eta_{oi} \eta_{эм}}{T_T \left[\frac{T_0}{T_T} (1 - \eta_{oi}) + \eta_{oi} \right]^2}; \quad (1.15)$$

$$\frac{d\bar{\varepsilon}_T}{dT_T} = \frac{-\eta_{oi} \eta_{эм}}{T_0 \left[1 - \left(1 - \frac{T_T}{T_0} \right) \eta_{oi} \right]^2}. \quad (1.16)$$

Для получения значений $d\bar{\varepsilon}/dT$, в кВт·ч/(ГДж·К) или кВт·ч/(Гкал·К), необходимо значения $d\bar{\varepsilon}_T/dT$, рассчитанные по формулам (1.15) и (1.16), умножить на 278 кВт·ч/ГДж или на 1163 кВт·ч/Гкал. В (1.15) правая сторона имеет положительный знак. Это значит, что $d\bar{\varepsilon}_T$ и dT_0 имеют одинаковые знаки, т.е. при увеличении T_0 также растет $\bar{\varepsilon}_T$, а при уменьшении $\bar{\varepsilon}_T$ падает. В (1.16) правая сторона имеет отрицательный знак. Это значит, что знаки $d\bar{\varepsilon}_T$ и dT_T разные, т.е. при повышении T_T значение $\bar{\varepsilon}_T$ снижается, а при ее снижении $\bar{\varepsilon}_T$ возрастает.

Как видно из (1.15), $d\bar{\varepsilon}_T/dT_0$ зависит от значения T_0 , снижаясь с ее ростом. При $T_0/T_T \rightarrow 1$ $d\bar{\varepsilon}_T/dT_0 \rightarrow \eta_{oi} \eta_{эм}/T_T$. При $(T_0/T_T) \rightarrow \infty$ $d\bar{\varepsilon}_T/dT_0 \rightarrow 0$. Как видно из (1.16), абсолютное значение $d\bar{\varepsilon}_T/dT_T$ зависит от значения T_T , снижаясь с ее ростом. При $T_T \rightarrow T_{0,с}$, где $T_{0,с}$ — температура окружающей среды,

$$\frac{d\bar{\varepsilon}_T}{dT_T} \rightarrow \frac{-\eta_{oi} \eta_{эм}}{T_0 \left[1 - \left(1 - \frac{T_{0,с}}{T_0} \right) \eta_{oi} \right]^2}.$$

При $T_T \rightarrow T_0$

$$\frac{d\bar{\varepsilon}_T}{dT_T} \rightarrow -\eta_{oi} \eta_{эм}/T_0.$$

На рис. 1.4 приведена зависимость удельной комбинированной выработки электрической энергии $\bar{\varepsilon}_T$ от температуры насыщения t_T , соответствующей давлению p_T отработавшего водяного пара. При расчете $\bar{\varepsilon}_T = f(t_T)$ принято: $\eta_{эм} = 0,98$, при $p_T \leq 100$ кПа $t_{к.т} = t_T$, при $p_T > 100$ кПа $t_{к.т} = 100$ °С.

При широко применяемых в нашей стране начальных параметрах пара на ТЭЦ 13 МПа, 555 °С и 24 МПа, 540/540 °С, при которых средняя температура подвода теплоты в цикл T_0 равна соответственно 616 и 658 К в диапазоне средней температуры отвода теплоты из цикла $T_T = 350—450$ К, $d\bar{\varepsilon}_T/dT_T > d\bar{\varepsilon}_T/dT_0$. Это значит, что снижение температуры отвода теплоты из цикла дает больший прирост удельной комбинированной аыработки электрической энергии по сравнению с повышением на такое же значение средней температуры подвода теплоты в цикл.

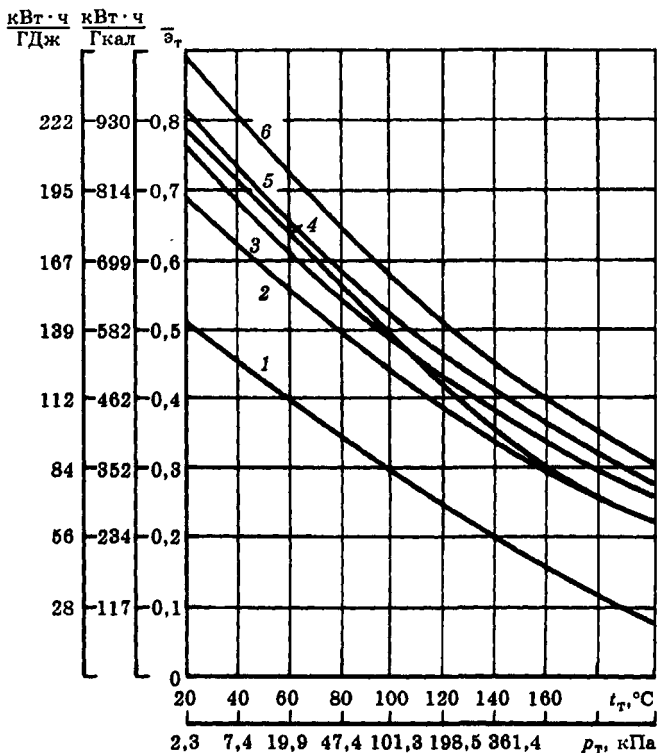


Рис. 1.4. Зависимость удельной комбинированной выработки электрической энергии от параметров пара перед турбиной и температуры насыщения отработавшего пара

При построении графиков принято: при $t_{\text{т}} \leq 100$ °C $t_{\text{кт}} = t_{\text{т}}$; при $t_{\text{т}} > 100$ °C $t_{\text{кт}} = 100$ °C, $\eta_{\text{эм}} = 0,96$

Номер кривой	Параметры пара перед турбиной		Параметры промперегрева		Температура питательной воды, $t_{\text{п в}}$, °C	Число ступеней регенеративного подогревателя	Средний внутренний относительный КПД турбины $\eta_{\text{от}}$
	p_0 , МПа	t_0 , °C	$p_{\text{п п}}$, МПа	$t_{\text{п п}}$, °C			
1	3,5	435	—	—	150	5	0,8
2	9	535	—	—	215	8	0,8
3	13	555	—	—	230	8	0,83
4	13	540	3,2/2,9	540	230	8	0,83
5	17	540	3,0/3,3	540	250	8	0,84
6	24	540	4,0/3,6	540	260	9	0,85

Снижение средней температуры отвода теплоты из цикла достигается более простыми и зачастую менее затратными средствами, чем повышение средней температуры подвода теплоты в цикл. Эти средства могут быть использованы в основном у потребителей в их теплопотребляющих системах и установках.

К указанным средствам можно отнести такие:

последовательное включение работающих с разными тепловыми потенциалами отопительных (отопительно-вентиляционных) установок с установками централизованного горячего водоснабжения;

экономически оправданное увеличение поверхностей нагрева теплообменных аппаратов и теплопотребляющих установок;

автоматизация процессов потребления теплоты не только на групповых и местных тепловых подстанциях, но и индивидуально на радиаторах в обогреваемых помещениях и на другом теплопотребляющем оборудовании.

Итак, для увеличения объемов комбинированной выработки электроэнергии и теплоты, а значит, повышения эффективности теплоиспользования в теплофикационных системах необходимо осуществлять в первую очередь мероприятия по снижению средней температуры отвода теплоты из цикла за счет более глубокого использования энтальпии теплоносителя в теплопотребляющих установках у потребителей. Последнее означает, что предприятия, эксплуатирующие ТЭЦ и теплофикационные системы, должны активно участвовать в работе по совершенствованию принадлежащих потребителям теплоиспользующих установок, т.е. улучшать техническое состояние оборудования и режимы его работы.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАСХОДОВ ТОПЛИВА НА ТЭЦ

Практически в течение всего послевоенного периода развития электроэнергетики в бывшем СССР и в настоящее время в России в качестве методической основы для расчетов, нормирования, учета и анализа технико-экономических показателей работы ТЭС использовался единый для электроэнергетики как отрасли метод, принципы которого изложены в [27].

Согласно указанному методу расход топлива на ТЭЦ может быть рассчитан как сумма расходов на выработку электрической $B_{Т,э}$ и тепловой $B_{Т,т}$ энергии по формуле (1.3).

Определение расходов топлива на выработку отдельно электрической и тепловой

энергии на ТЭЦ в комбинированном цикле проводится следующим образом¹.

Расход топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ можно определить как

$$B_{Т,э} = b_T^3 \mathcal{E}_T + b_{Т,к}^3 \mathcal{E}_{Т,к}, \quad (1.17)$$

где b_T^3 — удельный расход топлива на выработку электрической энергии на базе теплоты, отводимой к тепловым потребителям, т.е. комбинированным методом; $b_{Т,к}^3$ — удельный расход топлива на выработку электрической энергии на базе теплоты, отводимой в окружающую среду, т.е. конденсационным методом.

Удельный расход топлива на комбинированную выработку электрической энергии, кг/кВт·ч

$$b_T^3 = 0,123 / (\eta_{к,с} \eta_{эм}), \quad (1.18)$$

где $\eta_{к,с}$ — КПД котельной электростанции с учетом потерь теплоты в паропроводах между котельной и машинным залом; $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД; 0,123 — количество условного топлива, кг, затрачиваемое на выработку 1 кВт·ч.

В идеальном случае при $\eta_{к,с} = 1$ и $\eta_{эм} = 1$ удельный расход условного топли-

ва $b_T^3 = 0,123$ кг/(кВт·ч). В реальных условиях $\eta_{к,с} < 1$ и $\eta_{эм} < 1$, поэтому $b_T^3 > 0,123$ кг/(кВт·ч).

Для предварительных расчетов можно принимать следующие значения удельных расходов условного топлива (брутто) на комбинирован-

¹ От редакции. Приведенный метод расчета расходов топлива на выработку электрической и тепловой энергии в теплофикационном цикле назван его автором «физическим» методом [27]. За рубежом этот метод не применяется; рядом специалистов в СССР и России в разное время предлагались и предлагаются до сих пор другие методы, а в РАО «ЕЭС России» с 1996 г. применяется метод ОРГРЭС [167, 168].

ную выработку электрической энергии b_T^3 на ТЭЦ на твердом топливе в зависимости от типа турбинного оборудования:

для турбин Р-50-130 и Р-100-130 $b_T^3 = 0,160—0,162$ кг/(кВт·ч);

для турбин Т-100/120-130 и Т-175/210-130 $b_T^3 = 0,160—0,165$ кг/(кВт·ч);

для турбин Т-180/215-130 и Т-250/300-240 $b_T^3 = 0,165—0,170$ кг/(кВт·ч).

При газомазутном топливе значение b_T^3 уменьшается на 4—5 %.

Здесь и в дальнейшем в гл. 1 под b_T^3 понимается удельный расход топлива на *выработку* электрической энергии, это так называемый *удельный расход топлива (брутто)* $b_{бр}^3$.

Удельный расход топлива на *отпуск* электрической энергии, это так называемый *удельный расход топлива (нетто)*

$$b_{\text{нетто}}^3 = b_{бр}^3 / (1 - \varphi_{с.н}), \quad (1.19)$$

где $\varphi_{с.н}$ — коэффициент расхода на собственные нужды станции; в зависимости от вида топлива (газомазутное или твердое) и типа электростанции (КЭС или ТЭЦ) $\varphi_{с.н} = 0,04—0,08$.

При выработке на ТЭЦ электрической энергии конденсационным методом пар из регенеративных отборов турбины также используется для подогрева потока конденсата, направляемого из конденсатора в котел. На базе этого регенеративного подогрева также вырабатывается комбинированным методом некоторое количество электрической энергии.

Удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ

конденсационным методом, кг/(кВт·ч), определяется по формуле

$$b_{т.к}^3 = \frac{0,123}{\eta_{к.с} \eta_{иТ} \eta_{отТ} \eta_{эм}}, \quad (1.20)$$

где $\eta_{отТ}$ — внутренний относительный КПД конденсационного потока теплофикационной турбины; $\eta_{иТ}$ — термический КПД конденсационного цикла теплофикационной турбоустановки,

$$\eta_{иТ} = 1 - \frac{T_{к.г}}{T_0}; \quad (1.21)$$

$T_{к.г}$ — температура отвода теплоты из конденсационного цикла теплофикационной турбины, К, равная температуре насыщения пара, отводимого из последней ступени турбины в конденсатор; T_0 — средняя температура подвода теплоты в цикл, определяемая по (1.8) или (1.10).

На рис. 1.5 приведены значения $b_{т.к}^3$ для теплофикационных турбин разного типа в зависимости от доли конденсационной выработки при работе на твердом топливе.

При газомазутном топливе $b_{т.к}^3$ уменьшается на 4—5 %.

Средний удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ с учетом как комбинированной, так и конденсационной выработки

$$b_{т.ср} = (b_T^3 \mathcal{E}_T + b_{т.к}^3 \mathcal{E}_{т.к}) / \mathcal{E}, \quad (1.22)$$

где $\mathcal{E}_T$ подсчитывается по (1.5).

Средний удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии от ТЭЦ определяется по (1.19).

Для предварительных расчетов можно принимать для ТЭЦ $\varphi_{с.н} = 0,06—0,08$, меньшее значение для газомазутного, большее — для твердого топлива.

По заданному значению полной выработки электрической энергии на ТЭЦ $\mathcal{E}$ и

$b_{т.к}^3$, кг/(кВт·ч)

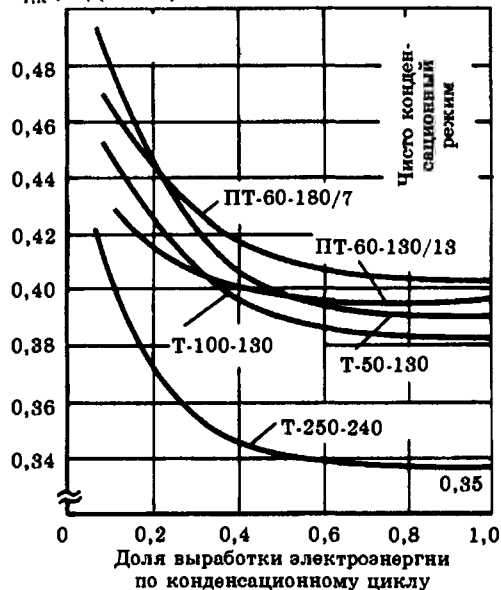


Рис. 1.5. Удельный расход условного топлива (брутто) $b_{т.к}^3$ на выработку электрической энергии по конденсационному циклу на ТЭЦ при работе на твердом топливе

известной выработки на базе теплофикации $\mathcal{E}_т$ легко найти

$$\mathcal{E}_{т.к} = \mathcal{E} - \mathcal{E}_т \quad (1.23)$$

При использовании пара разных давлений из отборов турбины, что обычно имеет место при удовлетворении отопительно-вентиляционной нагрузки, когда по климатическим условиям расход теплоты сильно изменяется в течение года, значение $\mathcal{E}_т$ должно подсчитываться по формуле

$$\mathcal{E}_т = \bar{\mathcal{E}}_{т1} Q_{т1} + \bar{\mathcal{E}}_{т2} Q_{т2} + \dots + \bar{\mathcal{E}}_{тn} Q_{тn} \quad (1.24)$$

где $\bar{\mathcal{E}}_{т1}, \bar{\mathcal{E}}_{т2}, \dots, \bar{\mathcal{E}}_{тn}$ — удельная выработка энергии на базе теплофикации при давлениях в отборе $p_1, p_2, \dots, p_n$; $Q_{т1}, Q_{т2}, \dots, Q_{тn}$ — отпуск теплоты при давлениях в отборе $p_1, p_2, \dots, p_n$.

С достаточной для практических расчетов точностью комбинированная выработка электроэнергии при переменном давлении в отборе

$\mathcal{E}_т$ может быть подсчитана как выработка при некотором постоянном эквивалентном давлении отбора, выбранном из условия, что комбинированная выработка при этом давлении теоретически равна суммарной выработке при переменном давлении. Температура насыщения пара при эквивалентном давлении

$$T_{т ср} = \bar{Q}_{т1} T_{т1} + \bar{Q}_{т2} T_{т2} + \dots + \bar{Q}_{тn} T_{тn}, \quad (1.25)$$

где $T_{т1}, T_{т2}, \dots, T_{тn}$ — температуры насыщения, соответствующие давлениям $p_1, p_2, \dots, p_n$;

$$\bar{Q}_{т1} = Q_{т1}/Q_{т}; \bar{Q}_{т2} = Q_{т2}/Q_{т}; \bar{Q}_{тn} = Q_{тn}/Q_{т};$$

$Q_{т}$ — суммарное количество отработавшей теплоты.

Количество теплоты, отпущенной с ТЭЦ,

$$Q = Q_a/\eta_{с.т}, \quad (1.26)$$

где Q_a — теплота, отданная тепловым потребителям (абонентам); $\eta_{с.т}$ — КПД тепловой сети от ТЭЦ, учитывающий тепловые потери сети.

Количество теплоты, отпущенной от ТЭЦ, является суммой двух слагаемых:

$$Q = Q_{т} + Q_p, \quad (1.27)$$

где $Q_{т}$ — теплота из отборов турбин; Q_p — теплота непосредственно из котлов.

Расход топлива на выработку теплоты на ТЭЦ

$$B_{т.т} = b_{т.т}^T Q = b_{т.т}^T \frac{Q_a}{\eta_{с.т}}, \quad (1.28)$$

где $b_{т.т}^T$ — удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ.

Удельный расход топлива на выработку теплоты на ТЭЦ, кг/ГДж

$$b_{т.т}^T = 34,1/\eta_{к.с}, \quad (1.29a)$$

или, кг/Гкал

$$b_{т.т}^T = 143/\eta_{к.с}, \quad (1.29b)$$

где 34,1 и 143 — количество условного топлива, кг, при сжигании которого выделяется 1 ГДж или 1 Гкал теплоты.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА РАЗДЕЛЬНУЮ ВЫРАБОТКУ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ

Расход топлива при раздельной выработке теплоты и электрической энергии также является суммой двух слагаемых:

$$B_p = B_{pэ} + B_{pт} \quad (1.30)$$

где $B_{pэ}$ — расход топлива на выработку электрической энергии на конденсационной тепловой электростанции; $B_{pт}$ — расход топлива на выработку теплоты в местных котельных потребителях или в районной котельной.

На современных КЭС с развитой регенерацией электрическая энергия вырабатывается двумя методами: 1) конденсационным; 2) комбинированным на базе регенеративного подогрева конденсата.

Принципиальное отличие КЭС от ТЭЦ заключается в том, что в первых отсутствует комбинированная выработка электрической энергии на базе внешнего теплового потребления, поэтому доля чисто конденсационной выработки электрической энергии на КЭС значительно больше, чем на ТЭЦ. В конденсаторе паровой турбины пар конденсируется при температуре t_k . Полученный конденсат подогревается в регенеративных подогревателях паром из отборов турбины от температуры t_k до температуры питательной воды $t_{пв}$. На базе этого подогрева комбинированным методом вырабатывается электрическая энергия.

Удельный расход условного топлива, на выработку электрической энергии на КЭС (с учетом комбинированной выработки на базе регенеративного подогрева конденсата) определяется по формуле, кг/(кВт·ч)

$$b_k^3 = \frac{0,123}{\eta_{кэ} \eta_{тк} \eta_{отк} \eta_{эм}}; \quad (1.31)$$

где $\eta_{отк}$ — внутренний относительный КПД конденсационной турбины; $\eta_{тк}$ — термический КПД конденсационного цикла,

$$\eta_{тк} = \frac{T_0 - T_k}{T_0} = 1 - \frac{T_k}{T_0}, \quad (1.3)$$

T_0 — средняя температура подвода тепла в цикл, К; T_k — температура отвода тепла из конденсационного цикла, К, равная температуре насыщения пара, отводимого последней ступенью турбины в конденсатор.

Хотя удельные расходы топлива на конденсационную выработку электроэнергии на ТЭС ($b_{тк}^3$) и КЭС (b_k^3) определяются по аналогичным формулам, однако даже при одинаковых начальных параметрах пара, т.е. при $T_0 = \text{const}$, $b_k^3 < b_{тк}^3$. Это вызвано различием в конструкциях и режимах работы теплофикационных турбин с отбором пара (КО) и чисто конденсационных турбин (К), что приводит к тому, что среднегодовой внутренний относительный КПД теплофикационных турбин меньше, чем у конденсационных турбин: $\eta_{отк} < \eta_{отк}$.

Кроме того, на КЭС, расположенных обычно вблизи мощных источников холодной воды, можно обеспечить более низкую температуру отвода теплоты в окружающую среду по сравнению с температурой $T_{кт}$ на ТЭЦ, расположенных обычно вблизи районов теплового потребления. Поэтому термический КПД конденсационного цикла ТЭЦ, как правило, меньше, чем конденсационного цикла КЭС, т.е.

$$\eta_{тк} < \eta_{тк}. \quad (1.33)$$

Для предварительных расчетов можно принимать следующие значения удельных расходов условного топлива b_k^3 (брутто) или КПД выработки электроэнергии на современных КЭС на твердом топливе в зависимости от типа турбоустановок:

К-800-240	310—315 г/(кВт·ч) или КПД 39,7—39,0 %
К-500-240	315—320 г/(кВт·ч) или КПД 39,0—38,4 %
К-300-240	320—325 г/(кВт·ч) или КПД 38,4—37,8 %
К-200-130	335—340 г/(кВт·ч) или КПД 36,7—36,2 %
К-160-130	350—355 г/(кВт·ч) или КПД 35,1—34,6 %

При газомазутном топливе b_k^2 снижается на 4—5 %. Удельный расход топлива (нетто) определяется по формуле (1.19). Для предварительных расчетов можно принимать для КЭС $\Phi_{с.н} = 0,04—0,06$; меньшее значение для газомазутного, большее — для твердого топлива.

Если не учитывать потери электрической энергии в сетях дальней электропередачи, то сравнение расходов топлива на ТЭЦ и КЭС можно проводить при условии одинаковой выработки электроэнергии в сравниваемых вариантах.

Для выработки на КЭС того же количества электрической энергии, что и на ТЭЦ, требуется затратить условного топлива, кг,

$$B_{p.э} = b_k^3 \mathcal{E}, \quad (1.34)$$

где b_k^3 — удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС, определяемый по (1.31).

Расход топлива на выработку теплоты при раздельной системе теплоснабжения по аналогии с (1.23) вычисляется по формуле, кг/ГДж,

$$B_{p.т} = b_k^T Q_a / \eta_{с.к} = \frac{34,1}{\eta_k} \frac{Q_a}{\eta_{с.к}}, \quad (1.35)$$

где b_k^T — удельный расход топлива на выработку теплоты в котельной, $b_k^T = 34,1 / \eta_k$, кг/ГДж (143 / η_k , кг/Гкал); $\eta_{с.к}$ — КПД тепловой сети от котельной; η_k — КПД котельной.

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АБСОЛЮТНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ТЕПЛОФИКАЦИИ ОТ ПАРОТУРБИННЫХ ТЭЦ

Абсолютная экономия топлива при теплофикации по сравнению с раздельной выработкой электрической энергии на тепловых конденсационных электростанциях

и теплоты в котельных может быть представлена как сумма двух слагаемых

$$\Delta B = \Delta B_3 + \Delta B_T, \quad (1.36)$$

где ΔB_3 — разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ на выработку одного и того же количества электрической энергии; ΔB_T — разница в расходах условного топлива в котельных и на ТЭЦ для теплоснабжения одной и той же группы потребителей.

В современных условиях при широком развитии наряду с теплофикацией централизованного теплоснабжения от районных и промышленных котельных основное значение в (1.36) имеет первое слагаемое ΔB_3 , равное экономии топлива за счет комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ. Второе слагаемое имеет значение только при сопоставлении теплоснабжения от ТЭЦ и котельных.

Разница в расходах условного топлива на КЭС и ТЭЦ на выработку одного и того же количества электрической энергии может быть определена по формуле Л.А. Мелентьева [64, 65]:

$$\Delta B_3 = \mathcal{E}_T (b_k^3 - b_T^3) - \mathcal{E}_{Т.К} (b_{Т.К}^3 - b_K^3). \quad (1.37)$$

Первое слагаемое — это экономия топлива, получаемая благодаря комбинированной выработке на ТЭЦ электрической энергии на базе теплофикации. Второе слагаемое представляет собой перерасход топлива на ТЭЦ из-за выработки на ней электрической энергии конденсационным методом.

Как видно из (1.37), экономия топлива возрастает при уменьшении выработки на ТЭЦ электрической энергии конденсационным методом. С помощью (1.37) легко может быть найдена критическая доля комбинированной выработки на базе теплофикации, при которой $\Delta B_3 = 0$,

$$\bar{\mathcal{E}}_{T*} = (b_{Т.К}^3 - b_K^3) / (b_{Т.К}^3 - b_T^3), \quad (1.38)$$

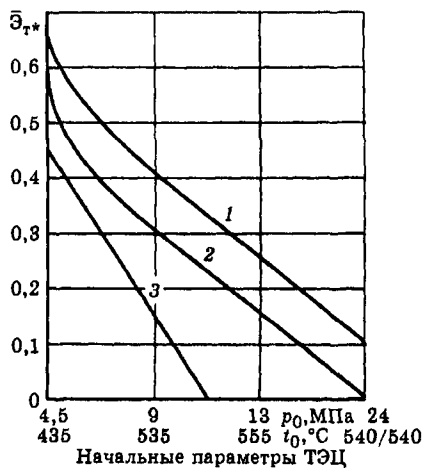


Рис. 1.6. Критическая доля теплофикационной выработки электрической энергии на ТЭЦ начальные параметры КЭС: 1 — 24 МПа, 540/540 °C; 2 — 13 МПа, 540/540 °C; 3 — 9 МПа, 435 °C

где $\bar{\varepsilon}_{т*} = \varepsilon_{т} / \varepsilon$ — отношение теплофикационной выработки электроэнергии к полной выработке электроэнергии на ТЭЦ.

Экономия топлива от выработки электроэнергии на ТЭЦ получается только при $\bar{\varepsilon}_{т} > \bar{\varepsilon}_{т*}$.

На рис. 1.6 приведены значения $\bar{\varepsilon}_{т*}$ для современных начальных параметров ТЭЦ и КЭС. При построении рис. 1.6 было принято, что давление в конденсаторах турбин КЭС $p_k = 0,004$ МПа, конденсаторах турбин ТЭЦ $p_{k,т} = 0,006$ МПа, начальное давление на ТЭЦ без промперегрева 4,5; 9 и 13 МПа.

Температуры питательной воды для ТЭЦ и КЭС приняты одинаковыми и равными:

p_0 , МПа.....	4,5	9,0	13,0	24,0
$t_{пв}$, °C.....	150	215	230	260

Для КЭС и ТЭЦ принимались одинаковыми значения КПД: $\eta_{к.с} = 0,9$; $\eta_{эм} = 0,98$. Значения η_o , см. в таблице к рис. 1.4.

Повышение начальных параметров пара на ТЭЦ до уровня параметров современных мощных электростанций существенно уве-

личивает получаемую экономию топлива ΔB_z , так как при этом наряду с ростом кобинированной выработки на базе теплового потребления уменьшается разность удельных расходов топлива на конденсационную выработку на ТЭЦ и КЭС ($b_{т.к}^3 - b_k^3$). Однако временно уменьшается и значение $\bar{\varepsilon}_{т*}$. Однако следует иметь в виду, что даже при одинаковых начальных параметрах удельный расход топлива на конденсационную выработку электрической энергии на ТЭЦ выше, чем на КЭС, т.е. $b_{т.к}^3 > b_k^3$.

Формула (1.37) удобна для предварительного подсчета экономии топлива; а также для анализа тепловой экономичности ТЭЦ.

Для определения полученной экономии топлива за счет теплофикации на основе отчетных данных более удобно пользоваться другой модификацией расчетного уравнения:

$$\Delta B_z = \varepsilon (b_k^3 - b_{т.ср}^3), \quad (1.39)$$

где b_k^3 и $b_{т.ср}^3$ — фактические средние удельные расходы топлива (нетто) на отпуск электрической энергии соответственно от КЭС и ТЭЦ; ε — отпуск электрической энергии от ТЭЦ.

На основе (1.28) и (1.29) расход условного топлива, кг, на централизованное теплоснабжение от ТЭЦ

$$B_{т.т} = \frac{34,1 Q_a}{\eta_{к.с} \eta_{с.т}}, \quad (1.40)$$

где Q_a — количество теплоты, отданной тепловым потребителем, ГДж.

На основе (1.34) и (1.35) расход условного топлива, кг, на централизованное теплоснабжение от котельных

$$B_{р.т} = \frac{34,1 Q_a}{\eta_k \eta_{с.к}}. \quad (1.41)$$

Разница в расходах условного топлива, кг, при централизованном теплоснабжении от котельных и ТЭЦ при подаче абонентам одного и того же количества теплоты Q_a

$$\Delta B_T = B_{p.T} - B_{T.T} = \frac{34,1 Q_a}{\eta_{k.c} \eta_{c.T}} \left[\frac{\eta_{k.c} \eta_{c.T}}{\eta_k \eta_{c.k}} - 1 \right]. \quad (1.42)$$

Как правило, $\eta_{c.T} < \eta_{c.k}$, поскольку радиус действия тепловых сетей ТЭЦ обычно больше, чем у котельных. Однако КПД котельной ТЭЦ $\eta_{k.c}$ нередко выше КПД районных или промышленных, а тем более местных котельных η_k ; $\eta_{k.c} > \eta_k$. Поэтому, как следует из (1.42), экономия топлива за счет централизации теплоснабжения при теплофикации по сравнению с теплоснабжением от котельных имеет место только при $\frac{\eta_{k.c} \eta_{c.T}}{\eta_k \eta_{c.k}} > 1$.

Для предварительных расчетов можно применить следующие значения КПД котельных и тепловых сетей, построенных в России до 1990 г.:

Тип котельной	Топливо	
	твердое	газозащитное
Котельная ТЭЦ или КЭС.....	0,82—0,86	0,88—0,92
Районная или крупная промышленная.....	0,75—0,8	0,8—0,85
Местная.....	0,6—0,7	0,75—0,85
Тепловая сеть:		
от ТЭЦ.....	0,9—0,95	
от районной котельной.....	0,92—0,96	
от местной котельной.....	0,96—0,98	

1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Во многих случаях представляет интерес определение ожидаемой экономии топлива, отнесенной к единице теплоты, отпущенной в тепловые сети. Использование этого показателя упрощает проведение технико-экономических расчетов на начальных стадиях проектирования.

По аналогии с (1.36) удельная экономия топлива может быть представлена как сумма двух слагаемых

$$\Delta b = \Delta b_3 + \Delta b_T, \quad (1.43)$$

где Δb_3 — удельная экономия топлива за счет выработки электроэнергии ТЭЦ; Δb_T — удельная экономия или перерасход топлива за счет централизации теплоснабжения (см. (1.42)).

При теплофикации в идеальном цикле Карно (см. рис. 1.1) удельная экономия теплоты топлива, затраченного на выработку электрической энергии, отнесенная к единице теплоты, отпущенной из отборов турбин,

$$\Delta b_3 = \mathcal{E}_T(b_k^3 - b_T^3) = \frac{T_0 - T_T}{T_T} \left(\frac{T_0}{T_0 - T_{0.c}} - 1 \right) = \frac{T_0/T_T - 1}{T_0/T_{0.c} - 1}. \quad (1.44)$$

Характер изменения удельной экономии теплоты топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ Δb_3 при повышении начальных параметров пара на ТЭС (КЭС и ТЭЦ) или, что то же, при повышении температурного уровня подвода теплоты в цикл можно определить по первой производной Δb_3 по T_0 . Дифференцируя (1.44) по T_0 , получаем

$$\frac{d\Delta b_3}{dT_0} = \frac{1/T_{0.c} - 1/T_T}{(T_0/T_{0.c} - 1)^2}. \quad (1.45)$$

Так как правая часть (1.45) является положительной, значит, $d\Delta b_3/dT_0 > 0$, т.е. при по-

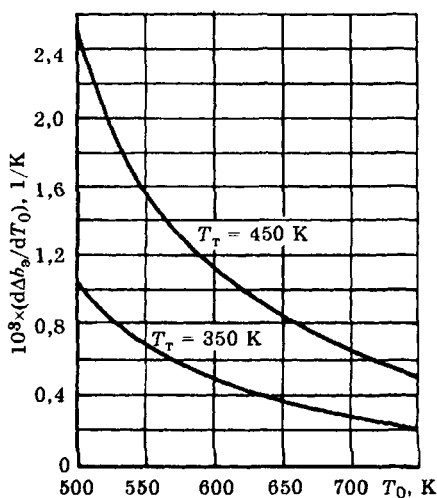


Рис. 1.7. Зависимость $d\Delta b_3 / dT_0 = f(T_0 / T_T)$

вышении начальных параметров пара на ТЭЦ растет удельная экономия топлива на выработку электрической энергии на ТЭЦ. Однако значение прироста удельной экономии топлива Δb_3 на 1 К повышения уровня температуры подвода теплоты dT_0 уменьшается с повышением температуры подвода теплоты в цикле T_0 . Кроме того, $d\Delta b_3 / dT_0$ больше при более высокой температуре T_T отвода теплоты из цикла. На рис. 1.7 показана зависимость $d\Delta b_3 / dT_0 = f(T_0, T_T)$, подсчитанная по (1.45) при $T_{0,c} = 300$ К.

Как видно из рис. 1.7, $d\Delta b_3 / dT_0$ при $T_T = 450$ К больше, чем при $T_T = 350$ К.

Несмотря на наличие необратимых потерь, отличающих условия работы реальных ТЭЦ и КЭС от идеальных, значения Δb_3 , получаемые в настоящее время на действующих ТЭЦ, достаточно близки к значениям удельной экономии топлива, исчисляемой на основе (1.44).

Удельная экономия топлива за счет концентрации производства теплоты на ТЭЦ и централизации теплоснабжения, кг/ГДж, определяется по формулам:

при отнесении удельной экономии 1 ГДж теплоты, отданной абонентам,

$$\Delta b_T = \frac{34,1}{\eta_{к.с} \eta_{с.т}} \left(\frac{\eta_{к.с} \eta_{с.т}}{\eta_{к} \eta_{с.к}} - 1 \right); \quad (1)$$

при отнесении удельной экономии 1 ГДж теплоты, отпущенной от ТЭЦ в ловую сеть,

$$\Delta b_T = \frac{34,1}{\eta_{к.с}} \left(\frac{\eta_{к.с} \eta_{с.т}}{\eta_{к} \eta_{с.к}} - 1 \right). \quad (1)$$

Как уже было отмечено, экономия топлива в теплофикационных системах за счет концентрации производства теплоты крупных ТЭЦ и соответствующего повышения уровня централизации теплоснабжения, т.е. $\Delta b_T > 0$, будет возможна лишь в

случае, когда $\frac{\eta_{к.с} \eta_{с.т}}{\eta_{к} \eta_{с.к}} > 1$. Однако топ

восберегающий эффект, который может быть получен на крупных ТЭЦ, работающих на высоких и сверхкритических параметрах пара, с лихвой окупает издержки, связанные с повышением уровня централизации теплоснабжения. Оптимальный уровень централизации и повышения концентрации производства теплоты на ТЭЦ должен определяться, исходя из конкретных условий.

1.6. ОПТИМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ МЕЖДУ АГРЕГАТАМИ ПАРОТУРБИННОЙ ТЭЦ

Такая задача часто возникает в условиях эксплуатации ТЭЦ с установленным оборудованием на различные начальные параметры в периоды, когда тепловая нагрузка недостаточна для загрузки теплофикационных отборов всех турбин, а по условиям графика нагрузки все турбины должны находиться в работе и значительную долю электрической энергии приходится производить конденсационным методом.

Максимальная комбинированная выработка электрической энергии определяет наиболее выгодную тепловую экономичность ТЭЦ в целом.

только в случае, когда начальные и конечные параметры (температура конденсации) всех турбин одинаковы. Если же на ТЭЦ установлены турбины с различными начальными параметрами, то максимальная комбинированная выработка электрической энергии не всегда определяет наиболее высокую тепловую экономичность ТЭЦ в целом, так как передача всей тепловой нагрузки на теплофикационные турбины с наиболее высокими начальными параметрами с целью увеличения комбинированной выработки энергии приводит в рассматриваемых условиях к увеличению низкоэкономичной конденсационной выработки на турбинах с более низкими начальными параметрами.

Условием наиболее высокой экономичности ТЭЦ с любым набором оборудования является минимальный расход условного топлива на отпуск заданного количества и качества (параметров) электрической энергии и теплоты. При одинаковых КПД всех работающих котлов, а также одинаковых внутренних относительных КПД отсеков турбин ниже патрубков отбора условием оптимального теплового режима ТЭЦ является минимальный расход эксергии на удовлетворение заданной тепловой нагрузки [104]:

$$(\omega_q)_{\text{ср}} = 1 - T_{0\text{с}}/T_{\text{т ср}} = \min, \quad (1.48)$$

где ω_q — коэффициент работоспособности отработавшей теплоты, отводимой в систему теплоснабжения; $T_{\text{т ср}}$ — средняя температура отработавшей теплоты, К; $T_{0\text{с}}$ — средняя температура отвода теплоты в окружающую среду, в данном случае из конденсатора турбоустановки, К.

В том случае, когда у всех турбоустановок ТЭЦ $T_{0\text{с}} = \text{idem}$ и для теплоснабжения используется только пар из отборов турбин, условию максимальной тепловой экономичности соответствует минимальная средняя температура насыщенного пара или, что то же самое, минимальное среднее давление в отборе.

При $T_{0\text{с}} = \text{idem}$ и одинаковом давлении в отборах у всех турбоустановок ТЭЦ, но при разных температурах перегрева пара в отборах условию максимальной тепловой экономичности соответствует минимальная температура пара, используемого для теплоснабжения.

При одинаковых значениях $T_{\text{т}}$ у всех турбоустановок, но разных значениях $T_{0\text{с}}$, т.е. при разных температурах отвода теплоты из конденса-

тора, минимальное значение ω_q имеет место в турбоустановке с наиболее высокой температурой конденсации. В первую очередь целесообразно использовать в этом случае отборы турбин, имеющих наиболее высокую температуру конденсации.

1.7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Основное направление технического прогресса в теплоэнергетике в области превращения теплоты в работу заключается в повышении средней температуры подвода теплоты в теплосиловой цикл и в снижении средней температуры отвода теплоты из цикла.

Условия практической реализации этих основных направлений энергетического прогресса в значительной мере зависят от вида применяемых энергоносителей.

При широко применяемом в теплоэнергетике в качестве энергоносителя водяном паре сравнительно просто решается задача снижения температуры отвода теплоты из цикла при использовании для этой цели холодной циркуляционной воды или теплоносителя из обратного трубопровода тепловой сети.

Однако при водяном паре как энергоносителе со значительно большими трудностями решается вторая задача — повышения средней температуры подвода теплоты в цикл, так как для повышения средней температуры подвода теплоты в паровой цикл необходимо повысить не только температуру, но и давление рабочего тела — пара.

Поэтому каждая очередная ступень повышения начальных параметров пара в теплоэнергетике связана с решением очередной металлургической проблемы — созданием нового высокопрочного, температуростойкого конструкционного металла для изготовления котлов и турбин.

Не случайно, что за весь XX в. средняя температура подвода теплоты в цикл паросиловых установок повышена только на 68 К с 590 К, что соответствует начальным

параметрам теплосиловых установок в начале XX в. (9,0 МПа и 535 °С), до 658 К, что соответствует начальным параметрам 24 МПа и 540/540 °С в настоящее время.

Одним из путей, способствующих совершенствованию циклов превращения теплоты в работу, является использование энергоносителей в соответствии с их физическими свойствами.

Газ — один из энергоносителей, существенно упрощающий задачу повышения средней температуры подвода теплоты в теплосиловой цикл, так как повышение температуры газа не связано с повышением его давления.

Однако при использовании газа усложняется решение второй задачи технического прогресса — снижения температуры отработавшей теплоты, отводимой из цикла, что требует увеличения степени изменения давления в компрессоре и в турбине; последнее вызывает повышенные внутренние потери в этих машинах из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения.

Одно из оптимальных решений задачи заключается в применении парогазовых установок, в которых для реализации высокотемпературной части цикла используется газ, а низкотемпературной — водяной пар.

Однако независимо от парогазовых установок на практике находят применение газотурбинные теплофикационные установки, в которых снижение температуры отработавшего газа, отводимого из цикла, достигается вследствие увеличения степени изменения давления в компрессоре и в турбине и в которых в полной мере проявляются внутренние потери, связанные с неизоэнтропностью этих процессов. Поэтому самостоятельный интерес представляет определение целесообразной области использования газотурбинных теплофикационных установок в современных условиях.

Тепловую экономичность газотурбинных теплофикационных установок достаточно полно характеризуют три основных показателя: удельная выработка электриче-

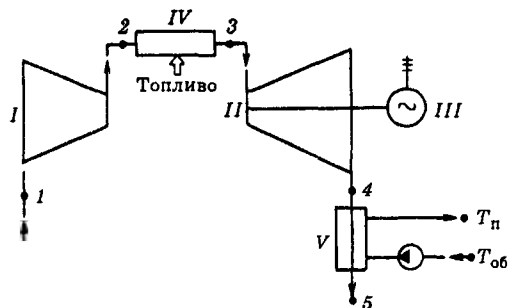


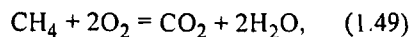
Рис. 1.8. Принципиальная схема теплофикационной газотурбинной установки
I — компрессор; II — газовая турбина; III — электрический генератор; IV — камера сгорания; V — газовый теплофикационный подогреватель; 1—5 — соответствуют точкам процесса на рис. 1.9

ской энергии на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения $\bar{T}_r$; коэффициенты полезного действия выработки электрической энергии η_r^3 и теплоты η_r^T .

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ

На рис. 1.8 приведена принципиальная схема газотурбинной теплофикационной установки, а на рис. 1.9 ее рабочий цикл в T, s -диаграмме.

Соотношение массовых расходов рабочего тела через компрессор и турбину этой установки определяется на основе молекулярного баланса процесса горения метана



из которого выводится соотношение массовых расходов кислорода и метана в камере сгорания

$$\frac{M_{\text{O}_2}}{M_{\text{CH}_4}} = \frac{2\text{O}_2}{\text{CH}_4} = \frac{64}{16} = 4. \quad (1.50)$$

Долевое содержание кислорода в окружающем воздухе составляет 23 %, поэтому соотношение массовых расходов воздуха и метана в камере сгорания

$$\frac{M_{\text{возд}}}{M_{\text{CH}_4}} = \frac{4}{0,23} = 17,3. \quad (1.51)$$

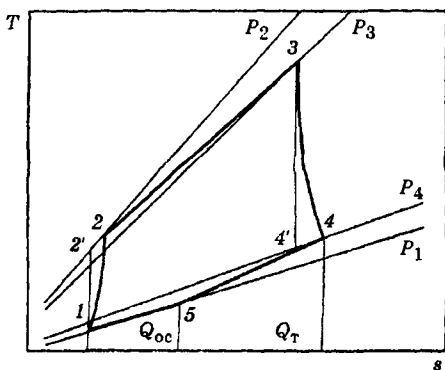


Рис. 1.9. Процесс работы газотурбинной теплофикационной установки в T, s -диаграмме
1—2 — сжатие рабочего тела в компрессоре; 2—3 — подвод теплоты в камеру сгорания; 3—4 — расширение рабочего тела в турбине; 4—5 — отвод теплоты в систему теплоснабжения; 5—1 — отвод теплоты в окружающую среду¹

Соотношение массовых расходов рабочего тела через воздушный компрессор и газовую турбину

$$\bar{M} = \frac{M_{\text{компр}}}{M_{\text{турб}}} = \frac{17,3}{17,3 + 1} = 0,945. \quad (1.52)$$

В дальнейших расчетах принят одинаковый массовый расход рабочего тела через компрессор и турбину, т.е. $\bar{M} = 1$, что обеспечивает некоторый запас в расчете. При $\bar{M} = 1$ учитываются затраты энергии на сжатие не только воздуха, но и газа, поступающего в камеру сгорания.

КПД ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

КПД выработки электроэнергии в теплофикационной газотурбинной установке определяется на основе следующего исходного уравнения:

$$\eta_r^3 = \frac{l_{\tau} - l_{\kappa}}{q_{\kappa.c} - q_{\tau.п}}, \quad (1.53)$$

¹Необходимые пояснения и комментарии к неописанным в подрисуночных подписях точкам приводятся в тексте книги

где l_{τ} — удельная выработка электрической энергии в турбогенераторе; l_{κ} — удельная затрата электроэнергии в компрессоре; $q_{\kappa.c}$ — удельные затраты теплоты топлива в камере сгорания; $q_{\tau.п}$ — удельный отвод теплоты из теплофикационного подогревателя на теплоснабжение. Все удельные показатели в уравнении (1.53) относятся к единице (1 кг) массового расхода рабочего тела.

На основе (1.53) выводится выражение для расчета КПД выработки электроэнергии в газотурбинной теплофикационной установке

$$\eta_r^3 = \eta_{\kappa.c} \frac{\frac{T_3}{T_1}(1 - \tau_{\tau})\eta_{oi}^{\tau}\eta_{эм}^{\tau} - \frac{1 - \tau_{\kappa}}{\tau_{\kappa}\eta_{oi}^{\kappa}\eta_{эм}^{\kappa}}}{\frac{T_3}{T_1}(1 - \tau_{\tau})\eta_{oi}^{\tau} - \frac{1 - \tau_{\kappa}}{\tau_{\kappa}\eta_{oi}^{\kappa} + \left(\frac{T_5}{T_1} - 1\right)}}, \quad (1.54)$$

где T_1, T_3, T_5 — температуры рабочего тела на входе в компрессор, в турбину и на выходе из теплофикационного подогревателя, К;

η_{oi}^{τ} и η_{oi}^{κ} — внутренние относительные

КПД турбины и компрессора; $\eta_{эм}^{\tau}$ и $\eta_{эм}^{\kappa}$ — электромеханические КПД турбины и компрессора; $\eta_{\kappa.c}$ — КПД камеры сгорания; $\tau_{\tau} = T_4'/T_3$ — относительное изменение температуры рабочего тела в турбине при изоэнтропном расширении; T_4' — температура рабочего тела на выходе из турбины при изоэнтропном расширении, К; $\tau_{\kappa} = T_1/T_2'$ — относительное изменение температуры рабочего тела в компрессоре при изоэнтропном сжатии; T_2' — температура рабочего тела на выходе из компрессора при изоэнтропном сжатии, К.

Связь между относительным изменением температуры и относительным изменением давления определяется выражением

$$\tau = \Pi^{(k-1)/k}, \quad (1.55)$$

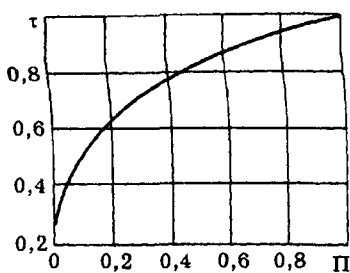


Рис. 1.10. Зависимость относительного изменения температуры рабочего тела при изотропном процессе τ от относительного изменения давления Π

где Π — относительное изменение давления; k — показатель адиабаты рабочего агента.

Зависимость $\tau = f(\Pi)$ при $k = 1,4$ приведена на рис. 1.10. Для турбины $\Pi_T = p_4/p_3$, для компрессора $\Pi_K = p_1/p_2$.

ГРАНИЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Газотурбинная установка может генерировать полезную электрическую энергию только при условии, что работа, производимая турбиной, превышает работу, производимую компрессором, т.е. когда $l_T > l_K$ или, что одно и то же, когда

$$\frac{T_3}{T_1} (1 - \tau_T) \eta_{oT}^\tau \eta_{эм}^\tau > \frac{1 - \tau_K}{\tau_K \eta_{oK}^\kappa \eta_{эм}^\kappa}. \quad (1.56)$$

Из этого условия выводится значение граничного параметра газотурбинной установки

$$\left(\frac{T_3}{T_1} \right)_{\min} = \frac{1 - \tau_K}{\tau_K (1 - \tau_T) \eta_{oT}^\kappa \eta_{oI}^\tau \eta_{эм}^\kappa \eta_{эм}^\tau}. \quad (1.57)$$

При $\frac{T_3}{T_1} \leq \left(\frac{T_3}{T_1} \right)_{\min}$ газотурбинная уста-

новка не может развивать полезную электрическую мощность, так как работа в компрессоре равна или превышает работу, произведенную турбиной. На рис. 1.11 показана зависимость $(T_3/T_1)_{\min}$ от относительного

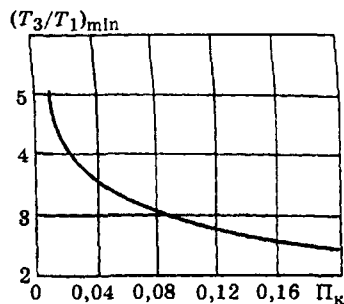


Рис. 1.11. Зависимость $(T_3/T_1)_{\min}$ от относительного изменения давления в компрессоре Π_K

го изменения давления в компрессоре $\Pi_K = p_1/p_2$.

На основе уравнения (1.56) находится также максимальная степень изменения давления в компрессоре, при которой газотурбинная установка не может развивать полезную электрическую мощность

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\max} = \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_{oI}^\kappa \eta_{oT}^\tau \eta_{эм}^\kappa \eta_{эм}^\tau \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1.58)$$

При $\frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\max}$ работа в компрессоре

равна или превышает работу, произведенную турбиной.

Из уравнения (1.57) находится также одно из граничных значений отношения T_4/T_3 , т.е. $(T_4/T_3)_{\min}$, при котором полезная работа газотурбинной установки равна нулю:

$$\left(\frac{T_4}{T_3} \right)_{\min} = (1 - \eta_{oI}^\tau) + \frac{1}{\mu \frac{T_3}{T_1} \eta_{oI}^\kappa \eta_{эм}^\tau \eta_{эм}^\kappa}, \quad (1.59)$$

где $\mu = \frac{\tau_K}{\tau_T} = \beta^{(k-1)/k}$ (при

$\beta = \Pi_K/\Pi_T = 0,9$ и $k = 1,4$ значение $\mu = 0,97$); T_4 — температура рабочего тела на выходе из газовой турбины.

Второе граничное отношение T_4/T_3 соответствует условию, когда полезная работа газотурбинной установки равна нулю при максимальных значениях $(T_4/T_3)_{\max}$. При этом перепад энтальпий рабочего тела в турбине практически равен нулю. В зависимости от значений T_3/T_1 , η_{oi}^T , η_{oi}^K ,

$\eta_{эм}^T$, $\eta_{эм}^K$ это отношение находится в диапазоне от 0,97 до 1.

Таким образом, газотурбинная установка может развивать полезную электрическую мощность только в пределах значений T_4/T_3 , определяемых неравенством

$$\left(\frac{T_4}{T_3}\right)_{\min} \leq \frac{T_4}{T_3} \leq \left(\frac{T_4}{T_3}\right)_{\max}. \quad (1.60)$$

УДЕЛЬНАЯ ВЫРАБОТКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Удельная выработка электрической энергии на единицу отработавшей теплоты, использованной для теплоснабжения, определяется для теплофикационных газотурбинных установок на основе следующего уравнения:

$$\bar{\varepsilon}_r = \frac{(T_3 - T_4)\eta_{эм}^T - (T_2 - T_1)/\eta_{эм}^K}{(T_4 - T_5)}, \quad (1.61)$$

которое приводится к следующему виду:

$$\bar{\varepsilon}_r = \frac{\frac{T_3}{T_1}(1 - \tau_T)\eta_{oi}^T\eta_{эм}^T - \frac{1 - \tau_K}{\tau_K\eta_{oi}^K\eta_{эм}^K}}{\frac{T_3}{T_1}[1 - (1 - \tau_T)\eta_{oi}^T] - T_5/T_1}. \quad (1.62)$$

В уравнении (1.62) удельная выработка электроэнергии $\bar{\varepsilon}_r$ приведена в безразмерном виде, т.е. когда количество электрической энергии, выработанной в теплофикационном цикле, и количество теплоты, отведенной из цикла и использованной для теплоснабжения, выражены в одних и тех же физических единицах (например,

Дж/Дж или кВт·ч/(кВт·ч)). Для получения размерного значения $\bar{\varepsilon}_r$ необходимо умножить на размерную единицу 278 кВт·ч/ГДж или 1163 кВт·ч/Гкал.

Величина $\bar{\varepsilon}_r$ по формуле (1.62) учитывает выработку электроэнергии как комбинированную, так и на базе теплоты, отведенной в окружающую среду.

В теплофикационных газотурбинных установках, как правило, часть отработавшей теплоты отводится в окружающую среду, поскольку практически всегда $T_5/T_1 > 1$.

ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

На рис. 1.12 приведены зависимости КПД выработки электрической энергии $\eta_r^э$ и удельной выработки электроэнергии $\bar{\varepsilon}_r$ на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, от расчетных параметров рабочего тела T_3/T_1 и T_4/T_3 .

Зависимости построены соответственно по уравнениям (1.54) и (1.62). Граничный параметр $(T_4/T_3)_{\min}$ определен по формуле (1.59), а граничный параметр $(T_4/T_3)_{\max}$ принят равным 0,98. При проведении расчетов приняты следующие значения величин:

$$\eta_{oi}^T = 0,86; \eta_{oi}^K = 0,82; \eta_{эм}^T = \eta_{эм}^K = 0,99; \eta_{к.с} = 0,98; T_5/T_1 = 1,3.$$

Как видно из результатов расчета, представленных на рис. 1.12, зависимости $\eta_r^э = f(T_3/T_1, T_4/T_3)$ и $\bar{\varepsilon}_r = f(T_3/T_1, T_4/T_3)$ имеют явно выраженные экстремумы.

Сравнение зависимости $\bar{\varepsilon}_r = f(T_4/T_3)$ для газотурбинных теплофикационных установок с зависимостью удельной комбинированной выработки электроэнергии от средней температуры отвода теплоты в паротурбинных теплофикационных установ-

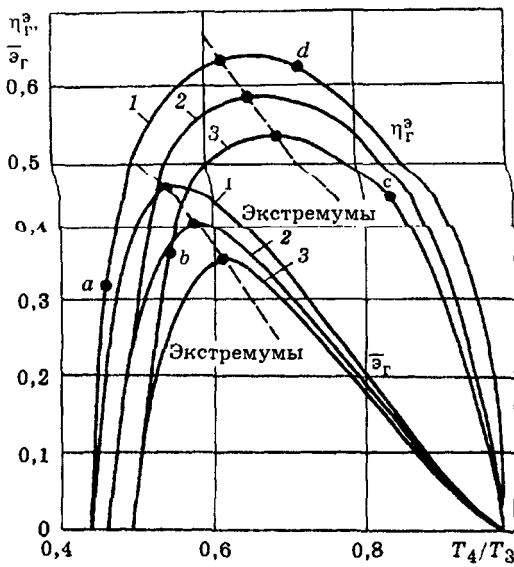


Рис. 1.12. Энергетические показатели теплофикационной газотурбинной установки
 1 — $T_3/T_1 = 4,34$; 2 — $T_3/T_1 = 4,0$; 3 — $T_3/T_1 = 3,7$;
 $T_3/T_1 = 1,3$; $\eta_{01}^T = 0,86$, $\eta_{01}^K = 0,82$; $\eta_{3м}^T = \eta_{3м}^K = 0,99$

ках $\bar{\varepsilon}_T = (T_T/T_0)$ показывает их принципиальное различие.

В паротурбинных установках снижение средней температуры отвода теплоты T_T всегда приводит к повышению $\bar{\varepsilon}_T$. В зависимости от значения внутреннего относительного КПД процесса расширения пара в турбине η_{01} изменяется значение производной $d\bar{\varepsilon}_T/dT_T$, но отрицательный знак производной всегда остается неизменным, так как со снижением температуры отвода теплоты T_T всегда повышается удельная комбинированная выработка электрической энергии $\bar{\varepsilon}_T$.

В газотурбинных теплофикационных установках характер зависимости, т.е. знак производной $d\bar{\varepsilon}_T/dT_T$, определяется областью значений T_4/T_3 .

При $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{\text{экс}}$ газотурбинная установка работает в области большой степени изменения давлений в компрессоре p_2/p_1 и в турбине p_3/p_4 . В этой области внутренние потери из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения велики.

При повышении температуры T_4 снижаются степени изменения давлений в компрессоре и турбине, в связи с чем снижаются внутренние потери, представляющие собой значительную долю выработанной электроэнергии.

В результате КПД и удельная выработка электроэнергии возрастают, так как значение снижения внутренних потерь в турбине и компрессоре превышает потери работы в турбине из-за повышения температуры T_4 отвода теплоты.

При $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{\text{экс}}$ газотурбинная установка работает в области более низкой степени изменения давления в компрессоре и в турбине. В этой области внутренние потери из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения относительно невелики и их роль в балансе энергии в установке существенно меньше, чем в области $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{\text{экс}}$. При повышении температуры отвода теплоты снижается располагаемая разность температур рабочего тела $(T_3 - T_4)$ и соответственно снижаются КПД и удельная выработка электроэнергии.

В паротурбинных теплофикационных установках КПД комбинированной выработки электроэнергии является практически постоянной величиной. В газотурбинных теплофикационных установках КПД выработки электроэнергии является переменной величиной — функцией отношения температур T_3/T_1 и T_4/T_3 . Диапазон значений T_4/T_3 , в пределах которого газотурбинная установка может развивать полезную электрическую мощность, ограничен двумя предельными значениями T_4/T_3 .

Нижнее предельное значение $(T_4/T_3)_{\min}$ соответствует режиму, при котором работа, произведенная турбиной, равна работе компрессора. Верхнее предельное значение $(T_4/T_3)_{\max}$ соответствует режиму, при котором перепад энтальпий рабочего тела в турбине близок к нулю.

При повышении температуры T_3 или отношения температур T_3/T_1 снижается значение нижнего граничного параметра $(T_4/T_3)_{\min}$ (1.59) и расширяется диапазон значений T_4/T_3 , в пределах которого газотурбинная теплофикационная установка может развивать полезную электрическую мощность.

Удельную экономию условного топлива на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, по сравнению с отдельным энергоснабжением можно определить по формуле

$$\Delta b = \Delta b_3 + \Delta b_T, \quad (1.63)$$

где Δb_3 — удельная экономия условного топлива вследствие выработки электрической энергии на газотурбинной ТЭЦ; Δb_T — удельная экономия условного топлива в результате выработки теплоты на газотурбинной ТЭЦ для нужд теплоснабжения. Значение Δb_3 определяется как

$$\Delta b_3 = 278 \bar{\varepsilon}_r (b_p^3 - b_r^3), \quad (1.64)$$

где $278 \bar{\varepsilon}_r$ — удельная выработка электроэнергии в газотурбинной установке на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, кВт·ч/ГДж, определяется по (1.62); b_p^3 и b_r^3 — удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии в конденсационной электростанции и в газотурбинной установке, кг/(кВт·ч),

$$b_r^3 = \frac{0,123}{\eta_r^3}. \quad (1.65)$$

Удельная экономия условного топлива вследствие отпуска теплоты от газотурбинной установки для нужд теплоснабжения

$$\Delta b_T = b_p^T - b_r^T, \quad (1.66)$$

где b_p^T — удельный расход условного топлива на выработку теплоты в котельной; b_r^T — удельный расход условного топлива на выработку теплоты в газотурбинной установке, кг/ГДж,

$$b_r^T = \frac{34,1}{\eta_{к.с}}. \quad (1.67)$$

Величина Δb_T является постоянной, так как она практически не зависит от режима работы газотурбинной установки.

Задача оптимизации тепловой экономичности газотурбинной теплофикационной установки заключается в определении параметров рабочего тела на входе и выходе из турбины T_3 , p_3 , T_4 , p_4 , при которых удельная экономия топлива в результате выработки электроэнергии имеет максимальное значение.

ОБЛАСТЬ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В паротурбинных теплофикационных установках расход электроэнергии на привод питательных насосов составляет относительно небольшую долю ее выработки установкой. В газотурбинных теплофикационных установках расход электроэнергии на привод воздушных компрессоров составляет значительную долю ее выработки турбиной.

Повышение начальных параметров пара в паротурбинных установках однозначно приводит к увеличению средней температуры подвода теплоты в цикл, в результате улучшаются основные энергетические показатели установки — увеличиваются удель-

ная комбинированная выработка электроэнергии и КПД выработки электроэнергии в конденсационном режиме, несмотря на некоторое увеличение расхода электроэнергии на привод питательного насоса.

Повышение температуры газа на входе в газовую турбину T_3 наряду с положительным эффектом, связанным с повышением температуры подвода теплоты в цикл, приводит при заданной температуре T_4 на выходе из турбины к увеличению степени изменения давления в турбине p_3/p_4 и в компрессоре p_2/p_1 . Как отмечалось выше, это вызывает увеличение внутренних потерь из-за неизоэнтропности процессов расширения и сжатия. Поэтому в отличие от паротурбинных установок повышение температуры газов на входе в турбину может приводить как к улучшению, так и к ухудшению основных энергетических показателей газотурбинных теплофикационных установок.

Повышение средней температуры отвода теплоты из цикла паротурбинных установок однозначно приводит к снижению удельной комбинированной выработки электроэнергии, т.е. к ухудшению тепловой экономичности.

Повышение температуры отработавших газов на выходе из газовой турбины при заданной температуре T_3 на входе в турбину приводит к снижению степени изменения давления в турбине p_3/p_4 и в компрессоре p_2/p_1 и снижению внутренних потерь. Поэтому в отличие от паротурбинных установок повышение температуры рабочего тела на выходе из газовой турбины часто приводит не к ухудшению, а к улучшению энергетических показателей.

Характер изменения основных энергетических показателей газотурбинных теплофикационных установок (η_1^3 , $\bar{\epsilon}_r$) при изменении температур T_4 и T_3 на выходе и входе в газовую турбину зависит от области значений T_4/T_3 , в которой работает установка.

При работе в области $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{\text{экс}}$, которой соответствуют малые значения газодинамических функций Π_r и Π_k , т.е. большие степени изменения давлений в компрессоре и турбине, снижение температуры отвода теплоты из цикла T_4 или повышение температуры подвода теплоты в цикл T_3 приводит к ухудшению энергетических показателей установки. Так, при основных параметрах газотурбинной установки $T_3/T_1 = 3,7$ и $T_4/T_3 = 0,55$ КПД выработки электроэнергии $\eta_r^3 = 0,38$ (точка b на рис. 1.12). При повышении температуры рабочего тела перед турбиной в 1,16 раза, что при неизменных значениях T_1 и T_4 соответствует $T_3/T_1 = 3,7 \cdot 1,16 = 4,34$ и $T_4/T_3 = 0,55/1,16 = 0,47$, КПД выработки электроэнергии составит $\eta_r^3 = 0,32$ (точка a на рис. 1.12).

Таким образом, повышение температуры рабочего тела перед турбиной привело к снижению КПД выработки электроэнергии с 0,38 до 0,32.

При работе газотурбинной теплофикационной установки в области отношений $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{\text{экс}}$ (которой соответствуют повышенные значения газодинамических функций Π_r и Π_k , т.е. малые степени изменения давлений в компрессоре и турбине), уменьшение отношения T_4/T_3 , т.е. снижение температуры отвода теплоты или повышение температуры подвода теплоты, приводит к увеличению η_r^3 и $\bar{\epsilon}_r$, так как в этой области увеличение внутренних потерь в компрессоре и турбине невелико и основные значения имеют термодинамические показатели — температуры подвода и отвода теплоты из цикла. Так, например, при $T_3/T_1 = 3,7$ и $T_4/T_3 = 0,85$ КПД выработки электроэнергии $\eta_r^3 = 0,43$ (точка c на рис. 1.12). При повышении температуры рабочего тела перед турбиной в 1,16 раза,

что при неизменных значениях T_1 и T_4 соответствует $T_3/T_1 = 3,7 \cdot 1,16 = 4,34$ и $T_4/T_3 = 0,85/1,16 = 0,73$, КПД выработки электроэнергии составит 0,62 (точка d на рис. 1.12), т.е. существенно больше, чем при $T_3/T_1 = 3,7$.

При расчетных параметрах, близких к оптимальным $(T_4/T_3)_{\text{опт}}$ и высоких температурах подвода теплоты T_3/T_1 газотурбинные теплофикационные установки имеют, как правило, достаточно высокие показатели η_r^3 и $\bar{\varepsilon}_r$.

Основной областью предпочтительного применения газотурбинных теплофикационных установок является область невысоких степеней изменения давлений в компрессоре и турбине, когда внутренние потери из-за неизоэнтропности процессов сжатия и расширения рабочего тела невелики.

Такие условия соответствуют в основном удовлетворению тепловой нагрузки повышенного потенциала. В этой области газотурбинные теплофикационные установки могут конкурировать по тепловой экономичности с паротурбинными установками.

При использовании теплофикационных газотурбинных установок в теплофикационных системах городов экономически целесообразно применять существенно большие расчетные перепады температур сетевой воды $\delta T = T_n - T_{об}$ (см. рис. 1.8) по сравнению с паротурбинными установками, так как в газотурбинных установках можно без дополнительных энергетических потерь, а в ряде случаев даже с улучшением энергетических показателей повысить температуру отвода теплоты на выходе из газовой турбины. Это дает возможность снижать начальные затраты на сооружение тепловых сетей и уменьшать расход электроэнергии на транспорт теплоносителя.

Газотурбинные установки целесообразно использовать в первую очередь:

1) в качестве верхней ступени парогазовых установок с котлом-утилизатором, в которых отработавшие газы после турбины используются для выработки пара в нижней ступени;

2) для пароснабжения промышленных предприятий, где отработавшие газы после турбины используются для выработки пара;

3) для высокотемпературного подогрева сетевой воды в верхней ступени многоступенчатой теплофикационной установки.

1.8. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОГАЗОВЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время в энергетике, в том числе в теплофикации, применяются две схемы парогазовых установок:

с высоконапорным парогенератором — парогазовая установка со сбросом газа в энергетический котел (ПГУС); принципиальная схема установки приведена на рис. 1.13,а, а процесс ее работы в T, s -диаграмме — на рис. 1.13,б;

с низконапорным парогенератором — парогазовая установка с котлом-утилизатором (ПГУКУ); принципиальная схема установки приведена на рис. 1.14,а, а процесс ее работы в T, s -диаграмме — на рис. 1.14,б.

В схеме ПГУКУ газ с высокой температурой T_3 после камеры сгорания подается в газовую турбину. Подача в турбину газа с высокой температурой обеспечивает высокую удельную выработку электрической энергии в газовой турбине на единицу массового расхода рабочего тела.

В установках ПГУС газ с температурой T_3 после камеры сгорания непосредственно не используется для выработки электроэнергии, он подается сначала в энергетический котел (высоконапорный парогенератор). Это интенсифицирует процесс теплообмена в котле, но приводит к снижению

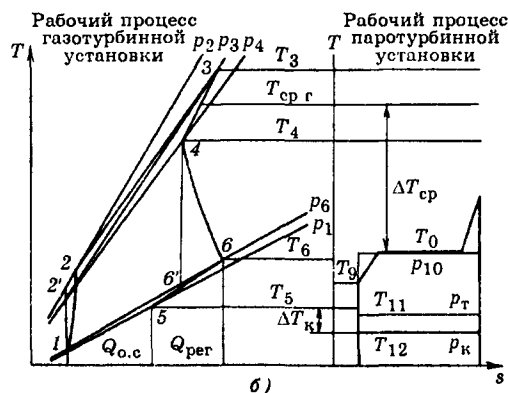
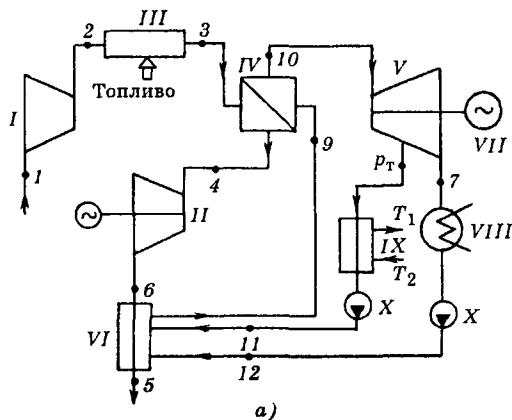


Рис. 1.13. Принципиальная схема ПГУС (а) и процесс работы в T, s -диаграмме (б)

I — компрессор; II — газовая турбина, III — камера сгорания, IV — высоконапорный парогенератор — энергетический котел. V — паровая турбина, VI — газовойдяной теплообменник-экономайзер, VII — электрогенератор, VIII — конденсатор; IX — теплофикационный пароводяной теплообменник, X — насос

температуры подвода теплоты к газовой турбине и снижению удельной выработки электроэнергии в газовой турбине на единицу массового расхода рабочего тела. В этом заключается основной недостаток схемы ПГУС.

Если в названии рассмотренных комбинированных энергетических установок ставить на первое место название энергоносителя, обеспечивающего более высокую температуру подвода теплоты в цикл, то установка ПГУКУ является газопаровой (ГПУ), а установка ПГУС — парогазовой (ПГУ).

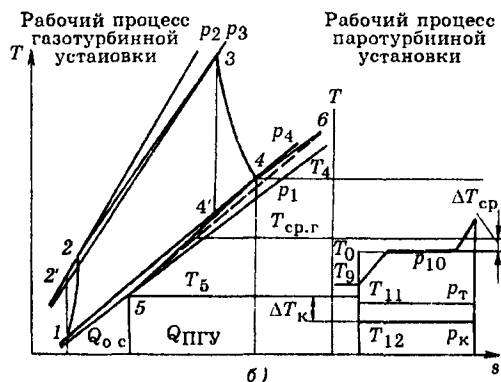
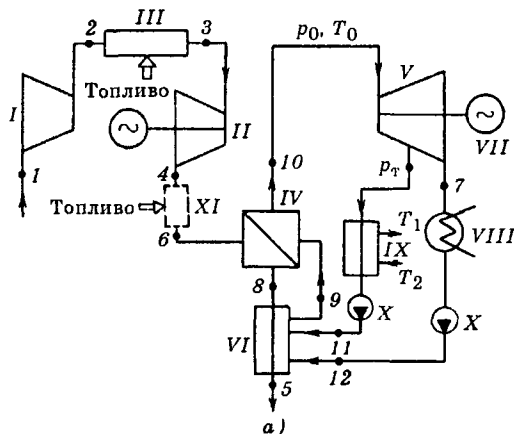


Рис. 1.14. Принципиальная схема ПГУКУ (а) и процесс работы в T, s -диаграмме (б)

I — компрессор, II — газовая турбина, III — камера сгорания, IV — парогенератор (котел-утилизатор), V — паровая турбина; VI — газовойдяной теплообменник-экономайзер, VII — электрогенератор, VIII — конденсатор, IX — теплофикационный пароводяной теплообменник, X — насос; XI — камера дожигания

В обеих установках теплота из цикла отводится в систему теплоснабжения через теплофикационный пароводяной теплообменник и в окружающую среду через конденсатор, а также непосредственно в виде отработавшего газа из газовойдяного теплообменника (экономайзера).

Ниже рассматриваются энергетические характеристики установки с котлом-утилизатором. Схема ПГУКУ состоит из двух ступеней превращения теплоты в работу, последовательно включенных по потоку используемой теплоты. Верхняя ступень —

газотурбинная, нижняя — паротурбинная. При такой схеме физические свойства используемых энергоносителей способствуют повышению температуры подвода теплоты в цикл и снижению температуры отвода теплоты из цикла.

При использовании газа в качестве энергоносителя для верхней ступени повышение температуры подвода теплоты в цикл не связано с повышением давления энергоносителя, как при паре в качестве энергоносителя.

При использовании пара в качестве энергоносителя для нижней ступени понижение температуры отвода теплоты из цикла не связано с увеличением степени изменения давления в турбине, как при газе, а определяется только температурой охлаждающей среды — обратной сетевой воды или охлаждающей воды в конденсаторе.

В ПГУКУ рабочее тело после газовой турбины используется в качестве греющей среды в парогенераторной установке, в которой вырабатывается пар — рабочее тело для паротурбинной ступени ПГУКУ.

Для повышения средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл в схеме ПГУКУ может быть применена камера дожигания, в которой сжигается дополнительное количество топлива.

Однако такая схема энергетически недостаточно эффективна, так как теплота сожженного топлива в камере дожигания не используется непосредственно для получения работы, а передается через поверхность нагрева парогенератора при значительной разности средних температур.

Энергетически выгоднее сжигать все топливо в камере сгорания, где может быть получено рабочее тело (газ) более высокого потенциала, обеспечивающее выработку большего количества электроэнергии.

Установка камеры дожигания может быть оправдана при использовании в ней топлива, неприемлемого для камеры сгорания, например, твердого топлива.

Естественно, что при работе ПГУКУ по бинарной схеме, т.е. без камеры дожигания, температура первичного теплоносителя — газа в парогенераторной установке существенно ниже, чем при работе с камерой дожигания. В связи с этим при работе ПГУКУ по бинарной схеме оптимальные начальные параметры паротурбинной установки ниже, чем при работе с камерой дожигания.

Однако это не имеет принципиального значения, так как в данном случае задача заключается в выборе оптимальных параметров ПГУКУ в целом как единой системы, а не параметров изолированной паротурбинной установки.

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ПГУКУ ПРИ РАБОТЕ ПО БИНАРНОЙ СХЕМЕ

Средняя температура $T_{ср,г}$ подвода теплоты в парогенераторную установку, состоящую из парогенератора и экономайзера (см. рис. 1.14), определяется по формуле

$$T_{ср,г} = T_0 + \Delta T_{ср}, \quad (1.68)$$

где T_0 — средняя температура подвода теплоты в паротурбинный цикл, К; $\Delta T_{ср}$ — разность средних температур в парогенераторной установке между газом и пароводяным потоком, К.

Значение $\Delta T_{ср}$ должно выбираться на основе технико-экономической оптимизации, которая здесь не рассматривается.

Средняя температура подвода теплоты в паротурбинный цикл ПГУКУ

$$T_0 = \frac{h_{10} - g_{11}h_{11} - g_{12}h_{12}}{s_{10} - g_{11}s_{11} - g_{12}s_{12}}, \quad (1.69)$$

где h_{10} и s_{10} — удельные энтальпия и энтропия генерируемого пара на выходе из парогенератора; g_{11} и g_{12} — массовые доли потоков конденсата от суммарного расхода конденсата, поступающего в парогенераторную установку из теплофикационного подогревателя и из конденсатора, $g_{11} + g_{12} = 1$; h_{11} ,

h_{12} и s_{11}, s_{12} — энтальпия и энтропия соответствующих потоков конденсата.

При двухступенчатом подводе конденсата в экономайзер целесообразно поток конденсата с более низкой температурой направлять в нижнюю ступень, например в точку 12 при $t_{12} < t_{11}$ (см. рис. 1.14).

В частном случае, при одноступенчатом подводе смеси конденсата из конденсатора и теплофикационного подогревателя, формула для расчета средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл принимает вид

$$T_0 = \frac{h_{10} - h_{\text{к.ср}}}{s_{10} - s_{\text{к.ср}}}, \quad (1.70)$$

где $h_{\text{к.ср}}$ и $s_{\text{к.ср}}$ — энтальпия и энтропия смеси конденсата после теплообменников, которые определяются из соотношений

$$h_{\text{к.ср}} = g_{11} h_{11} + g_{12} h_{12}; \quad (1.71a)$$

$$s_{\text{к.ср}} = g_{11} s_{11} + g_{12} s_{12}. \quad (1.71b)$$

Средняя температура газа в парогенераторной установке при работе по бинарной схеме

$$T_{\text{ср.г}} = (T_4 + T_5)/2, \quad (1.72)$$

где T_4 и T_5 — температуры газа на входе и выходе из парогенераторной установки, К.

Температура газа T_4 является одним из основных параметров, определяющих режим работы газовой турбины. Температура газа T_5 определяется условиями теплообмена газ—вода.

При двухступенчатом подводе конденсата к экономайзеру (см. рис. 1.14)

$$T_5 = T_{12} + \Delta T_{\text{к}}. \quad (1.73a)$$

При одноступенчатом подводе конденсатной смеси к экономайзеру

$$T_5 = T_{\text{к.ср}} + \Delta T_{\text{к}}, \quad (1.73b)$$

где $T_{\text{к.ср}} = g_{11} T_{11} + g_{12} T_{12}$.

Для предварительных расчетов можно принимать $\Delta T_{\text{к}} = 20\text{—}30$ К.

Из совместного решения уравнений (1.68) и (1.70) следует

$$T_4 = 2(T_0 + \Delta T_{\text{ср}}) - T_5. \quad (1.74)$$

Как видно из уравнения (1.74), при заданных значениях T_0 и T_5 увеличение средней разности температур $\Delta T_{\text{ср}}$ между газом и пароводяным потоком в парогенераторной установке приводит к повышению температуры газа T_4 на выходе из газовой турбины, что при постоянной температуре рабочего тела T_3 на входе в турбину приводит к увеличению отношения температур T_4/T_3 , от которого зависит удельная выработка электроэнергии на единицу теплоты, отведенной от газовой турбины.

Одновременно увеличение разности средних температур $\Delta T_{\text{ср}}$ в парогенераторной установке при прочих равных условиях позволяет уменьшить требующуюся поверхность нагрева парогенераторной установки, а значит снизить расход металла и, следовательно, снизить начальные затраты на сооружение ПГУКУ.

Таким образом, выбор при проектировании оптимального значения $\Delta T_{\text{ср}}$ является технико-экономической задачей.

Суммарная выработка электрической энергии в единицу времени теплофикационной ПГУКУ при работе по бинарной схеме

$$\mathcal{E}_{\text{ПГУ}} = \mathcal{E}_{\text{г}} + \mathcal{E}_{\text{т}}, \quad (1.75)$$

где $\mathcal{E}_{\text{г}}$ — выработка электроэнергии в газовой турбине; $\mathcal{E}_{\text{т}}$ — выработка электроэнергии в паровой турбине.

Выработка электроэнергии в газовой турбине

$$\mathcal{E}_{\text{г}} = \bar{\mathcal{E}}_{\text{г.о}} Q_4, \quad (1.76)$$

где $\bar{\mathcal{E}}_{\text{г.о}}$ — удельная выработка электроэнергии в газовой турбине на единицу теплоты, отведенной от турбины; Q_4 — количество теплоты, отведенной от газовой турбины в единицу времени.

Здесь и ниже значения $\bar{\varepsilon}$ являются безразмерными, равными количеству выработанной электроэнергии на единицу отведенной теплоты ($\bar{\varepsilon}_{г.о}$, $\bar{\varepsilon}_г$, $\bar{\varepsilon}_т$, $\bar{\varepsilon}_{п.т}$) или на единицу подведенной теплоты ($\bar{\varepsilon}_к$), при одних и тех же единицах измерения. Для получения размерного значения следует значение $\bar{\varepsilon}$ умножить на размерный коэффициент 278 кВт · ч/ГДж или 1163 кВт · ч/Гкал.

Удельная комбинированная выработка электроэнергии в газотурбинной установке на единицу отработавшей теплоты, отведенной от газовой турбины, определяется на основе уравнения

$$\bar{\varepsilon}_{г.о} = \frac{(T_3 - T_4)\eta_{эм}^т - (T_2 - T_1)/\eta_{эм}^к}{T_4 - T_1}. \quad (1.77 а)$$

Уравнение (1.77а) приводится к следующему виду:

$$\bar{\varepsilon}_{г.о} = \frac{\frac{T_3}{T_1}(1 - \tau_t)\eta_{oi}^т\eta_{эм}^т - \frac{1 - \tau_k}{\tau_k\eta_{oi}^к\eta_{эм}^к}}{\frac{T_3}{T_1}[1 - (1 - \tau_t)\eta_{oi}^т] - 1}. \quad (1.77 б)$$

Относительное изменение температуры рабочего тела в газовой турбине при изотропном расширении может быть выражено через температуры рабочего тела в турбине по формуле

$$\tau_t = 1 - \frac{1 - T_4/T_3}{\eta_{oi}^т}, \quad (1.78)$$

где T_4 — температура рабочего тела на выходе из газовой турбины, К.

Отработавшая теплота, отведенная из газотурбинной установки при температуре T_4 , используется в парогенераторной установке не полностью. Часть этой теплоты отводится в окружающую среду при температуре $T_5 > T_1$ (см. рис. 1.14).

Коэффициент полезного использования в парогенераторной установке отработав-

шей теплоты, отведенной от газовой турбины, определяется в виде

$$\eta_{п.и} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1}, \quad (1.79)$$

где T_5 — температура газа, отводимого из экономайзера в окружающую среду.

Удельная комбинированная выработка электроэнергии в газотурбинной установке на единицу отработавшей теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке, определяется на основе уравнения

$$\bar{\varepsilon}_г = \frac{\bar{\varepsilon}_{г.о}}{\eta_{п.и}} = \frac{(T_3 - T_4)\eta_{эм}^т - (T_2 - T_1)/\eta_{эм}^к}{T_4 - T_5}. \quad (1.80)$$

Уравнение (1.80) приводится к следующему виду:

$$\bar{\varepsilon}_г = \frac{\frac{T_3}{T_1}(1 - \tau_t)\eta_{oi}^т\eta_{эм}^т - \frac{1 - \tau_k}{\tau_k\eta_{oi}^к\eta_{эм}^к}}{\frac{T_3}{T_1}[(1 - \tau_t)\eta_{oi}^т] - \frac{T_5}{T_1}}. \quad (1.81)$$

Энергетический баланс паротурбинной установки в чисто теплофикационном режиме и работе ПГУКУ по бинарной схеме

$$\begin{aligned} Q_4\eta_{п.и} &= Q_t + \frac{\varepsilon_t}{\eta_{эм}^п} = Q_t + \frac{\bar{\varepsilon}_т Q_t}{\eta_{эм}^п} = \\ &= Q_t \left[1 + \frac{\bar{\varepsilon}_т}{\eta_{эм}^п} \right], \end{aligned} \quad (1.82)$$

где Q_t — количество теплоты, отведенной от паровой турбины в систему теплоснабжения; $\bar{\varepsilon}_т$ — удельная комбинированная выработка электроэнергии в паровой турбине на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения; $\eta_{эм}^п$ — электрохимический КПД парового турбогенератора.

Из уравнения (1.82) следует

$$\frac{Q_4}{Q_T} = \frac{1}{\eta_{п.и}} \left[1 + \frac{\bar{\varepsilon}_T}{\eta_{эм}^n} \right]. \quad (1.83)$$

Удельная выработка электрической энергии в теплофикационной ПГУКУ, работающей по бинарной схеме, на единицу теплоты, отведенной на теплоснабжение от паровой турбины,

$$\bar{\varepsilon}_{ПГУ} = \frac{\varepsilon_{г.т} + \varepsilon_T}{Q_T} = \bar{\varepsilon}_г \frac{Q_4}{Q_T} \eta_{п.и} + \bar{\varepsilon}_T. \quad (1.84)$$

Из совместного решения уравнений (1.83) и (1.84) получаем

$$\bar{\varepsilon}_{ПГУ} = \bar{\varepsilon}_г \left[1 + \frac{\bar{\varepsilon}_T}{\eta_{эм}^n} \right] + \bar{\varepsilon}_T. \quad (1.85)$$

Здесь $\bar{\varepsilon}_г$ определяется по формуле (1.81).

При $\bar{\varepsilon}_г = 0$ $\bar{\varepsilon}_{ПГУ} = \bar{\varepsilon}_T$; при $\bar{\varepsilon}_T = 0$ $\bar{\varepsilon}_{ПГУ} = \bar{\varepsilon}_г$.

Удельная комбинированная выработка электроэнергии в паровой турбине на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения,

$$\bar{\varepsilon}_T = \frac{(1 - T_T/T_0) \eta_{от}^n \eta_{эм}^n}{T_T/T_0 + (1 - T_T/T_0)(1 - \eta_{от}^n)}, \quad (1.86)$$

где T_0 — средняя температура подвода теплоты в паротурбинный цикл К, вычисляется по формулам (1.69) и (1.70); T_T — температура отвода теплоты из паротурбинного цикла в систему теплоснабжения, К; $\eta_{от}^n$ — внутренний относительный КПД паровой турбины.

Удельная выработка электрической энергии в газовой турбине на единицу теплоты, отведенной на теплоснабжение от паротурбинной установки,

$$\bar{\varepsilon}_{г.т} = \bar{\varepsilon}_г \frac{Q_4 \eta_{п.и}}{Q_T} = \bar{\varepsilon}_г \left[1 + \frac{\bar{\varepsilon}_T}{\eta_{эм}^n} \right]. \quad (1.87)$$

Из совместного решения уравнений (1.85) и (1.87) следует

$$\bar{\varepsilon}_{ПГУ} = \bar{\varepsilon}_{г.т} + \bar{\varepsilon}_T. \quad (1.88)$$

Соотношение электрических мощностей при работе теплофикационной ПГУКУ по бинарной схеме:

газотурбинной установки и ПГУКУ

$$N_{г.т}/N_{ПГУ} = \bar{\varepsilon}_{г.т}/\bar{\varepsilon}_{ПГУ}; \quad (1.89)$$

паротурбинной установки и ПГУКУ

$$N_T/N_{ПГУ} = \bar{\varepsilon}_T/\bar{\varepsilon}_{ПГУ}; \quad (1.90)$$

паротурбинной и газотурбинной установок

$$\frac{N_T}{N_{г.т}} = \frac{\bar{\varepsilon}_T}{\bar{\varepsilon}_{г.т}} = \frac{\bar{\varepsilon}_T}{\bar{\varepsilon}_{г.т}(1 + \bar{\varepsilon}_T/\eta_{эм}^n)}. \quad (1.91)$$

Как видно из уравнения (1.91), $N_T/N_{г.т} < \bar{\varepsilon}_T/\bar{\varepsilon}_{г.т}$.

ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ПГУКУ ОТ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Как видно из уравнения (1.85), удельная выработка электроэнергии в теплофикационной ПГУКУ на единицу теплоты, отведенной в систему теплоснабжения, $\bar{\varepsilon}_{ПГУ} = f(\bar{\varepsilon}_г, \bar{\varepsilon}_T)$.

Выше на рис. 1.12 были приведены зависимости удельной выработки электроэнергии $\bar{\varepsilon}_г$ и КПД выработки электроэнергии $\eta_{г.т}^3$ от температур рабочего тела на входе T_3 и выходе из газовой турбины T_4 .

Зависимости $\bar{\varepsilon}_г$, $\eta_{г.т}^3 = f(T_4/T_3, T_3/T_1)$ имеют явно выраженные экстремумы. Характер зависимости, т.е. знак производной $d\bar{\varepsilon}_г/dT_4$, описан выше (см. рис. 1.12).

Поскольку величина $\bar{\varepsilon}_г$ входит в качестве множителя в правую часть уравнения (1.85), то экстремальный характер зависимости

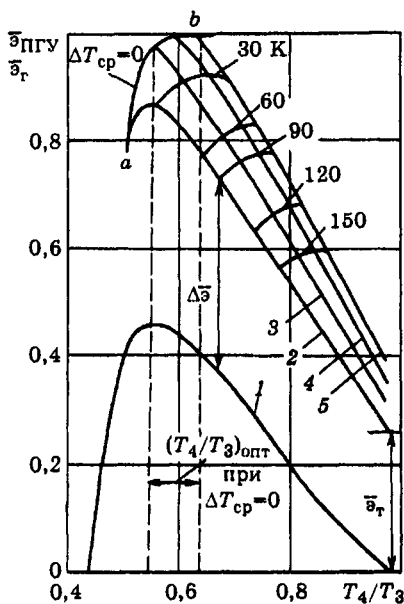


Рис. 1.15. Энергетические характеристики теплофикационной парогазовой установки ПГУКУ

Расчетные условия: $T_3/T_1 = 4,34$; $T_1 = 270$ К; $T_3 = 1172$ К; $T_3/T_1 = 1,4$; $T_\tau = 360$ К (87 °С): $\eta_{\text{от}}^\tau = 0,86$; $\eta_{\text{от}}^{\text{к}} = 0,82$, $\eta_{\text{от}}^{\text{п}} = 0,82$; $\eta_{\text{зм}}^\tau = \eta_{\text{зм}}^{\text{к}} = \eta_{\text{от}}^{\text{п}} = 0,99$; $\tau_{\text{к}} = 0,97 \tau_\tau$;

1 — энергетическая характеристика теплофикационной газотурбинной установки $\bar{\varepsilon}_\tau = f(T_4/T_3)$; 2—5 — энергетические характеристики теплофикационной ПГУКУ $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}} = f(T_4/T_3, T_\tau/T_0)$: 2 — при $T_0 = 492$ К ($T_\tau/T_0 = 0,732$); 3 — при $T_0 = 515$ К ($T_\tau/T_0 = 0,699$); 4 — при $T_0 = 540$ К ($T_\tau/T_0 = 0,677$); 5 — при $T_0 = 557$ К ($T_\tau/T_0 = 0,646$); $\Delta T_{\text{ср}}$ — разность средних температур в парогенераторной установке между газом и пароводяным потоком, К

сти $\bar{\varepsilon}_\tau = f(T_4/T_3)$ передается и на зависимость $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$, хотя в значительно меньшей степени, так как в (1.85) входит еще величина $\bar{\varepsilon}_\tau$, не зависящая от T_4/T_3 .

На рис. 1.15 приведены зависимости $\bar{\varepsilon}_\tau = f(T_4/T_3)$ (кривая 1) и $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}} = f(T_4/T_3, T_\tau/T_0)$ (кривые 2—5) для разных средних

температур подвода теплоты в паротурбинный цикл ПГУКУ.

На энергетические характеристики $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}} = f(T_4/T_3, T_\tau/T_0)$ нанесена кривая ab , ограничивающая область работоспособности парогазовых установок. Расчетные значения $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$, лежащие на граничной кривой ab , соответствуют условию, когда разность средних температур между газом и пароводяным потоком в парогенераторной установке равна нулю, т.е. $\Delta T_{\text{ср}} = 0$. Значение $(T_4/T_3)_{\text{гр}} = (2T_0 - T_3)/T_3$. При $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{\text{гр}}$ работа ПГУКУ физически невозможна.

Во всей работоспособной области ПГУКУ, т.е. при $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{\text{гр}}$, удельная комбинированная выработка электроэнергии $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$ существенно выше, чем в газотурбинной теплофикационной установке (кривая 1), при одном и том же значении T_4/T_3 , т.е. при $T_4/T_3 = \text{idem}$.

Из уравнения (1.85) разность удельной выработки электроэнергии в ПГУКУ и газотурбинной установке при $T_4/T_3 = \text{idem}$ записывается так:

$$\begin{aligned} \Delta \bar{\varepsilon} &= \bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}} - \bar{\varepsilon}_\tau = \bar{\varepsilon}_\tau + \bar{\varepsilon}_\tau \bar{\varepsilon}_\tau / \eta_{\text{зм}}^{\text{п}} = \\ &= \bar{\varepsilon}_\tau (1 + \bar{\varepsilon}_\tau \eta_{\text{зм}}^{\text{п}}). \end{aligned} \quad (1.92)$$

Величина $\Delta \bar{\varepsilon}$ пропорциональна удельной комбинированной выработке электроэнергии в паротурбинной установке, поэтому зависит от средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл и, следовательно, возрастает с увеличением T_0 .

При $\bar{\varepsilon}_\tau = 0$, что наблюдается при $T_4/T_3 = 1$, $\Delta \bar{\varepsilon} = \bar{\varepsilon}_\tau$.

При $T_0 = \text{const}$ и $T_\tau/T_0 = \text{const}$ $\bar{\varepsilon}_\tau = \text{const}$.

При $1 > T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{\text{экс}}$ значение $\bar{\varepsilon}_r$ возрастает от нуля при $T_4/T_3 = 1$ до $(\bar{\varepsilon}_r)_{\text{экс}}$ при $(T_4/T_3)_{\text{экс}}$.

При этом в соответствии с уравнением (1.92) $\Delta \bar{\varepsilon}$ увеличивается пропорционально величине $1 + \bar{\varepsilon}_r/\eta_{\text{эм}}^{\text{II}}$.

Однако как следует из уравнения (1.74), с увеличением T_0 возрастают температура рабочего тела на выходе из газовой турбины T_4 , отношение T_4/T_3 и в результате снижается удельная выработка электроэнергии $\bar{\varepsilon}_r$ в газотурбинной установке в диапазоне $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{\text{экс}}$, в котором обычно работают эти установки.

Поэтому при изменении отношения T_4/T_3 разность $\Delta \bar{\varepsilon}$ несколько снижается от максимального значения на границе работоспособности до минимального при T_4/T_3 близком к единице, когда $\bar{\varepsilon}_r = 0$, а $\Delta \bar{\varepsilon} = \bar{\varepsilon}_r$.

В табл. 1.2 приведены результаты расчета удельной комбинированной выработки электроэнергии в парогазовой установке в целом в зависимости от средней температуры подвода теплоты в паротурбинный цикл T_0 и от разности средних температур в парогенераторной установке между газом и пароводяным потоком $\Delta T_{\text{ср}}$. Расчеты проведены для тех же условий и при тех же расчетных параметрах и коэффициентах, что и на рис. 1.15.

При повышении средней температуры подвода теплоты T_0 в паротурбинный цикл увеличивается удельная комбинированная выработка электроэнергии $\bar{\varepsilon}_r$. Одновременно вследствие повышения температуры на выходе из газовой турбины T_4 снижается удельная комбинированная выработка электроэнергии в газотурбинной установке $\bar{\varepsilon}_r$, за исключением тех случаев,

когда установка работает в области $T_4/T_3 < (T_4/T_3)_{\text{экс}}$.

С увеличением T_0 возрастает темп снижения $\bar{\varepsilon}_r$ при повышении средней разности температур $\Delta T_{\text{ср}}$ в парогенераторной установке. Значение T_0 , при котором в ПГУКУ достигается максимальное значение $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$, зависит от разности температур $\Delta T_{\text{ср}}$ в парогенераторной установке.

При заданных на рис. 1.15 и в табл. 1.2 параметрах газотурбинной установки $T_3/T_1 = 4,34$, $T_1 = 270$ К, $T_5/T_1 = 1,4$ и температуре отвода теплоты в систему теплоснабжения $T_r = 360$ К (87°C) максимальная удельная комбинированная выработка электроэнергии в ПГУКУ достигается при следующих значениях T_0 и $\Delta T_{\text{ср}}$: при $\Delta T_{\text{ср}} = 0$ (теоретический случай) максимальное значение $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$ достигается при $T_0 = 557$ К, которой соответствуют начальные параметры паротурбинной установки $p_{10} = 13$ МПа и $t_{10} = 430^\circ\text{C}$; при $\Delta T_{\text{ср}} = 30, 60, 90$ К максимальные значения $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$ соответственно равны 0,924; 0,84 и 0,756 и достигаются при $T_0 = 540$ К ($p_{10} = 9$ МПа, $t_{10} = 430^\circ\text{C}$); при больших значениях $\Delta T_{\text{ср}} = 120$ и 150 К максимальные значения $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$ соответственно равны 0,681 и 0,60 и достигаются при $T_0 = 515$ К ($p_{10} = 6$ МПа, $t_{10} = 400^\circ\text{C}$).

При $\Delta T_{\text{ср}} = 0$ (теоретический случай) в теплофикационной ПГУ создаются условия для максимальной удельной комбинированной выработки электрической энергии $\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$, так как при таком режиме максимальные удельные комбинированные выработки электрической энергии в газовой $\bar{\varepsilon}_r$ и паровой $\bar{\varepsilon}_r$ турбине парогазового цикла

Таблица 1.2. Энергетические характеристики теплофикационной ПГУКУ при различных значениях температур подвода теплоты в паротурбинный цикл T_0 и средней разности температур между теплоносителями в парогенераторной установке $\Delta T_{\text{ср}}$

Параметры паротурбинной установки	Параметры ПГУКУ	Значения параметров при $\Delta T_{\text{ср}}$, К					
		0	30	60	90	120	150
$p_{10} = 3 \text{ МПа}$	T_4/T_3	0,515	0,567	0,620	0,669	0,720	0,771
$t_{10} = 330 \text{ }^\circ\text{C}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{т}}$	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279
$T_0 = 492 \text{ К}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{г}}$	0,42	0,46	0,40	0,35	0,28	0,24
	$\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$	0,817	0,869	0,792	0,728	0,638	0,587
$p_{10} = 6 \text{ МПа}$	T_4/T_3	0,555	0,606	0,657	0,708	0,760	0,810
$t_{10} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{т}}$	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344
$T_0 = 515 \text{ К}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{г}}$	0,47	0,42	0,36	0,29	0,25	0,19
	$\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$	0,977	0,91	0,829	0,735	0,681	0,60
$p_{10} = 9 \text{ МПа}$	T_4/T_3	0,597	0,648	0,700	0,751	0,802	0,853
$t_{10} = 430 \text{ }^\circ\text{C}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{т}}$	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393	0,393
$T_0 = 540 \text{ К}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{г}}$	0,43	0,38	0,32	0,26	0,20	0,13
	$\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$	0,994	0,924	0,840	0,756	0,672	0,575
$p_{10} = 13 \text{ МПа}$	T_4/T_3	0,626	0,677	0,729	0,780	0,830	0,882
$t_{10} = 430 \text{ }^\circ\text{C}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{т}}$	0,425	0,425	0,425	0,425	0,425	0,425
$T_0 = 557 \text{ К}$	$\bar{\varepsilon}_{\text{г}}$	0,40	0,33	0,27	0,23	0,16	0,10
	$\bar{\varepsilon}_{\text{ПГУ}}$	0,997	0,897	0,811	0,754	0,654	0,568

имеют место при практически одном и том же оптимальном значении $(T_4/T_3)_{\text{опт}}$ или в очень узкой области изменения оптимальных значений $(T_4/T_3)_{\text{опт}}$. Так, на рис. 1.15 область $(T_4/T_3)_{\text{опт}} = 0,56—0,61$.

При $\Delta T_{\text{ср}} > 0$, что наблюдается в действительности, с увеличением $\Delta T_{\text{ср}}$ растет значение $(T_4/T_3)_{\text{опт}}$ парогазовой установки. Однако при этом удельная комбинированная выработка электрической энергии в газовой турбине снижается как на единицу теплоты, полезно использованной в парогенератор-

ной установке $\bar{\varepsilon}_{\text{г}}$ [см. формулу (1.81)], так и на единицу теплоты, отведенной на теплоснабжение от паротурбинной установки $\bar{\varepsilon}_{\text{г.т}}$ [см. формулу (1.87)].

На рис. 1.15 приведено семейство кривых $\Delta T_{\text{ср}} = 30—150 \text{ К}$, соответствующих различным значениям необратимой разности температур $\Delta T_{\text{ср}}$ в парогенераторной установке ПГУКУ. Как видно из рисунка, с увеличением $\Delta T_{\text{ср}}$ энергетическая эффективность парогазовой установки заметно снижается из-за существенного уменьше-

ния удельной комбинированной выработки электрической энергии в газовой турбине в области ее обычного использования, т.е. при $T_4/T_3 > (T_4/T_3)_{\text{экс}}$ при повышении температур T_4 на выходе из турбины или при повышении отношения температур T_4/T_3 .

При больших значениях $\Delta T_{\text{ср}}$ удельная комбинированная выработка электроэнергии в парогазовой установке может снизиться до значений удельной комбинированной выработки в теплофикационной газотурбинной установке при $(T_4/T_3)_{\text{опт}}$ или даже ниже этих значений. Таким образом, при больших значениях $\Delta T_{\text{ср}}$ в парогенераторной установке может быть потеряно ее энергетическое преимущество перед газовой турбиной.

УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ ТОПЛИВА ПГУКУ

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в ПГУКУ $b_{\text{ПГУ}}$, кг/(кВт · ч), при теплофикационном режиме и работе по бинарной схеме

$$b_{\text{ПГУ}} = \frac{\bar{\varepsilon}_{\text{г.т}} b_{\text{г}}^3 + \bar{\varepsilon}_{\text{т}} b_{\text{т}}^3}{\bar{\varepsilon}_{\text{г.т}} + \bar{\varepsilon}_{\text{т}}}. \quad (1.93)$$

где $\bar{\varepsilon}_{\text{т}}$ и $\bar{\varepsilon}_{\text{г.т}}$ определяются по формулам (1.86) и (1.87); $b_{\text{г}}^3$ — удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в газотурбинной установке, кг/(кВт · ч); $b_{\text{т}}^3$ — удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в паротурбинной установке, кг/(кВт · ч).

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в газотурбинной установке

$$b_{\text{г}}^3 = 0,123 / \eta_{\text{г}}^3. \quad (1.94)$$

где $\eta_{\text{г}}^3$ — КПД выработки электроэнергии в газотурбинной установке.

Коэффициент полезного действия выработки электроэнергии в газотурбинной установке ПГУКУ определяется на основе следующего исходного уравнения

$$\eta_{\text{г}}^3 = \frac{l_{\text{т}} - l_{\text{к}}}{q_{\text{к.с}} - q_{\text{п.г}}}, \quad (1.95)$$

где $l_{\text{т}}$ — удельная (на единицу массового расхода рабочего тела) выработка электрической энергии в газотурбинной установке; $l_{\text{к}}$ — удельная затрата электроэнергии в компрессоре; $q_{\text{к.с}}$ — удельные затраты теплоты топлива в камере сгорания; $q_{\text{п.г}}$ — удельное количество теплоты, использованной в парогенераторной установке.

Уравнение (1.95) приводится к следующему виду:

$$\eta_{\text{г}}^3 = \eta_{\text{к.с}} \frac{\frac{T_3}{T_1} (1 - \tau_{\text{т}}) \eta_{\text{oi}}^{\text{т}} \eta_{\text{эм}}^{\text{т}} - \frac{1 - \tau_{\text{к}}}{\tau_{\text{к}} \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} \eta_{\text{эм}}^{\text{к}}}}{\frac{T_3}{T_1} (1 - \tau_{\text{т}}) \eta_{\text{oi}}^{\text{т}} - \frac{1 - \tau_{\text{к}}}{\tau_{\text{к}} \eta_{\text{oi}}^{\text{к}}} + \left(\frac{T_5}{T_1} - 1 \right)}, \quad (1.96)$$

где $\eta_{\text{к.с}}$ — КПД камеры сгорания.

Зависимость $\eta_{\text{г}}^3 = f(T_4/T_3)$ приведена на рис. 1.12.

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в паротурбинной установке ПГУКУ в теплофикационном режиме, кг/(кВт · ч),

$$b_{\text{т}}^3 = 0,123 / \eta_{\text{к.д}} \eta_{\text{п.г}} \eta_{\text{эм}}^{\text{п}}, \quad (1.97)$$

где $\eta_{\text{к.д}}$ — КПД камеры дожигания; $\eta_{\text{п.г}}$ — КПД парогенераторной установки.

При работе паровой турбины парогазовой установки в конденсационном режиме удельная выработка электрической энергии на единицу теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке,

$$\bar{\varepsilon}_{\text{к}} = \eta_{\text{п.г}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}}^{\text{п}} \eta_{\text{эм}}^{\text{п}}, \quad (1.98)$$

где $\eta_p, \eta_{oi}^n, \eta_{эм}^n$ — термический, внутренний относительный и электромеханический КПД паротурбинной установки.

Термический КПД конденсационного цикла паротурбинной установки определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - T_k/T_0, \quad (1.99)$$

где T_k — температура насыщения пара, отводимого в конденсатор, К.

Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии в паротурбинной установке b_k^3 , кг/(кВт · ч), вычисляется как

$$b_k^3 = 0,123/\eta_k^3, \quad (1.100)$$

где η_k^3 — КПД выработки электроэнергии конденсационным методом,

$$\eta_k^3 = \eta_{кс} \eta_{пг} \eta_t \eta_{oi}^n \eta_{эм}^n. \quad (1.101)$$

При работе паровой турбины парогазовой установки ПГУКУ в чисто конденсационном режиме, т.е. без отдачи теплоты из отборов паровой турбины в систему теплоснабжения, выработка электроэнергии паровой турбиной, кВт · ч,

$$\mathcal{E}_k = 278 \bar{\mathcal{E}}_k Q_4 \eta_{пн}, \quad (1.102)$$

где Q_4 — отработавшая теплота на выходе из газовой турбины, ГДж; 278 — размерный коэффициент, (кВт · ч)/ГДж; $\eta_{пн}$ определяется по (1.79).

Удельная выработка электроэнергии в ПГУКУ на единицу теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке, при работе паровой турбины в чисто конденсационном режиме

$$\bar{\mathcal{E}}_{пгу} = \bar{\mathcal{E}}_г + \bar{\mathcal{E}}_к; \quad (1.103)$$

$\bar{\mathcal{E}}_г$ рассчитывается по (1.81).

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии в этом режиме

$$b_{пгу}^3 = \frac{\bar{\mathcal{E}}_г b_г^3 + \bar{\mathcal{E}}_к b_к^3}{\bar{\mathcal{E}}_г + \bar{\mathcal{E}}_к}, \quad (1.104)$$

где $b_г^3$ определяется по (1.94); $b_к^3$ — по (1.100).

При работе парогазовой турбины ПГУКУ в смешанном режиме, т.е. в конденсационном режиме при одновременном отводе теплоты из отборов паровой турбины в систему теплоснабжения, должна быть задана доля тепловой нагрузки α , или тепловая нагрузка парогенераторной установки $\alpha Q_4 \eta_{пн}$, используемая для теплофикационной выработки в паровой турбине, или тепловая нагрузка Q_T отбора паровой турбины, подаваемая в систему теплоснабжения. В последнем случае на основе уравнения (1.83) по известному значению Q_T и удельной комбинированной выработки электроэнергии $\bar{\mathcal{E}}_T$ определяется тепловая нагрузка, используемая для теплофикационной выработки в паровой турбине,

$$\alpha Q_4 \eta_{пн} = Q_T (1 + \bar{\mathcal{E}}_T / \eta_{эм}^n). \quad (1.105)$$

В этом случае для конденсационной выработки электроэнергии в паровой турбине используется тепловая нагрузка $(1 - \alpha) Q_4 \eta_{пн}$.

Удельная выработка электроэнергии в ПГУКУ на единицу теплоты, полезно использованной в парогенераторной установке, при работе в смешанном теплофикационно-конденсационном режиме определяется по формуле

$$\bar{\mathcal{E}}_{пгу} = \bar{\mathcal{E}}_г + \bar{\mathcal{E}}_к (1 - \alpha) + \frac{\bar{\mathcal{E}}_T \alpha}{(1 + \bar{\mathcal{E}}_T / \eta_{эм}^n)}. \quad (1.106)$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии в ПГУКУ при работе паровой турбины в смешанном режиме

$$b_{\text{ПГУ}}^3 = \frac{\bar{\alpha}_r b_r^3 + (1 - \alpha) \bar{\alpha}_k b_k^3 + \frac{\alpha \bar{\alpha}_T b_T^3}{(1 + \bar{\alpha}_T / \eta_{\text{ЭМ}}^{\text{II}})}}{\bar{\alpha}_r + (1 - \alpha) \bar{\alpha}_k + \frac{\alpha \bar{\alpha}_T}{(1 + \bar{\alpha}_T / \eta_{\text{ЭМ}}^{\text{II}})}}. \quad (1.107)$$

Удельный расход условного топлива на выработку теплоты, отводимой в систему теплоснабжения, кг/ГДж,

$$b_{\text{ПГУ}}^T = 34,1 / \eta_{\text{ПГУ}}^T, \quad (1.108)$$

где $\eta_{\text{ПГУ}}^T$ — КПД выработки теплоты в ПГУКУ

$$\eta_{\text{ПГУ}}^T = \eta_{\text{к.с}} \eta_{\text{п.г}} \eta_{\text{т.о.}}, \quad (1.109)$$

$\eta_{\text{т.о.}}$ — КПД пароводяного теплофикационного теплообменника IX (см. рис. 1.14, а).

1.9. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА

ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ И ПРИРОДНОЙ ТЕПЛОТЫ

Промышленные предприятия часто располагают вторичными энергетическими ресурсами в виде горячих влажных газов и воздуха, отработавшего в технологических машинах (молотах, прессах и др.), пара, горячей воды и других теплоносителей с температурой, значительно превышающей температуру окружающей среды. Такие энергоресурсы целесообразно направить в первую очередь для усовершенствования тепловых производственных процессов самих предприятий, так как в этом случае их можно наиболее полно использовать [43, 96]. Избыточные вторичные энергоресурсы, которые нельзя использовать в технологическом процессе предприятия, могут быть использованы для удовлетворения отопительно-вентиляционной нагрузки или нагрузки горячего водоснабжения самого предприятия, а также для теплоснабжения внешних потребителей.

В ряде районов страны имеются источники природной теплоты, например геотер-

мальная вода, с температурой выше температуры окружающей среды.

Расчетная экономия топлива от использования рассматриваемых энергоресурсов зависит от уровня технического совершенства источника теплоты, вытесняемого этими ресурсами.

При вытеснении вторичными энергоресурсами теплоты от котельной установки удельная экономия условного топлива, кг/ГДж или кг/Гкал,

$$b_k^T = 34,1 / \eta_k = \frac{143}{\eta_k}, \quad (1.110)$$

где η_k — КПД вытесняемой котельной.

При вытеснении энергоресурсами теплоты от ТЭЦ расчетные значения удельной экономии топлива меньше, чем при вытеснении ими теплоты от котельной, на значение удельной экономии топлива, получаемой от комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ. В этом случае

$$\Delta b = b_T^T - \Delta b_3, \quad (1.111)$$

где b_T^T — удельный расход топлива на выработку теплоты на ТЭЦ (1.29); Δb_3 — удельная экономия топлива за счет электрической выработки ТЭЦ (1.44).

При определении количества полезно использованной теплоты энергоресурсов отсчет должен проводиться не от 0 °С, а от более высокой температуры, так называемой температуры окружающей среды, под которой понимается температура окружающего воздуха или температура воды в реках, естественных водоемах или в водопроводе, так как при этой температуре количество теплоты, содержащейся в окружающей природе, практически бесконечно.

Теплонасосные установки. В том случае, когда температура располагаемой природной теплоты или теплоты вторичных энергоресурсов низка и поэтому недостаточна для полезного использования в системе теплоснабжения, температурный уро-

вень этой теплоты можно искусственно повысить с помощью термотрансформатора — теплового насоса, затратив на это какую-либо энергию (электрическую, механическую, тепловую).

На рис. 1.16, *а* приведена принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса, а на рис. 1.16, *б* — идеальный процесс его работы в T, s -диаграмме. В испаритель *I* подводится располагаемая теплота низкого потенциала (природная теплота, сбросная теплота промышленности и т.п.) при температуре T_H . Эта теплота передается рабочему агенту (фреону и др.), кипящему в испарителе при давлении p_0 и температуре $T_0 = T_H - \Delta T_H$, где ΔT_H — перепад температур между греющей и нагреваемой средой в испарителе. Пары рабочего агента поступают из испарителя *I* в компрессор *II* в состоянии *1* и сжимаются до давления p_k при соответствующей ему температуре насыщения T_k . В состоянии 2 сжатые пары рабочего агента поступают в конденсатор *III*, где передают теплоту теплоносителю системы теплоснабжения. В конденсаторе пары рабочего агента конденсируются. Температура теплоносителя на выходе из конденсатора $T_B < T_k$; $T_k = T_B + \Delta T_k$, где ΔT_k — перепад температур между греющей и нагреваемой средой в конденсаторе. Из конденсатора рабочий агент поступает в жидком виде в

детандер *IV* (точка 3 на T, s -диаграмме), где происходит расширение рабочего агента от давления p_k до давления p_0 , сопровождающееся снижением его температуры и отдачей работы. Из детандера рабочий агент поступает в испаритель *I* (точка 4), и цикл замыкается.

Количество теплоты, подведенной в испаритель к одной массовой единице (например, к 1 кг) рабочего агента, изображается в T, s -диаграмме площадью $a14б$ и равно $T_0 \Delta s$. Количество теплоты, отданной в конденсаторе одной массовой единицей рабочего агента, изображается площадью $a23б$ и равно $T_k \Delta s$. Удельная работа в идеальном тепловом насосе, приходящаяся на одну массовую единицу рабочего агента, изображается площадью 1234 и равна $(T_k - T_0) \Delta s$. Отношение полезной теплоты, отведенной из конденсатора теплового насоса в систему теплоснабжения, к затраченной работе называется коэффициентом трансформации теплоты. Для идеального цикла, изображенного на рис. 1.16, *б*, коэффициент трансформации теплоты

$$\mu_0 = \frac{T_k \Delta s}{(T_k - T_0) \Delta s} = \frac{T_k}{T_k - T_0}. \quad (1.112)$$

Коэффициент трансформации действительного теплового насоса

$$\mu = \eta_{т.н} \frac{T_k}{T_k - T_0}, \quad (1.113)$$

где $\eta_{т.н}$ — КПД теплового насоса, учитывающий потери необратимого сжатия рабочего агента в компрессоре и необратимого расширения в детандере; для предварительных расчетов можно принимать $\eta_{т.н} = 0,7-0,8$.

Так как в данном случае для работы компрессионных тепловых насосов затрачивается электрическая энергия, вырабатываемая на ТЭС, то удельный расход условного топлива на получение единицы полезной тепло-

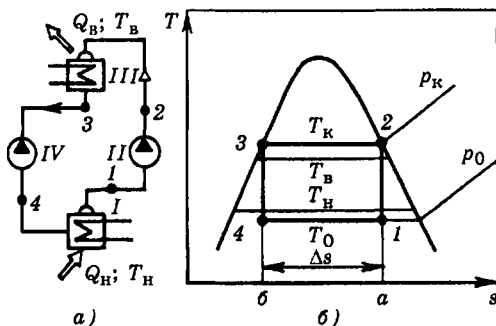


Рис. 1.16. Принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса (*а*) и процесс его работы в T, s -диаграмме (*б*)

ты с помощью теплового насоса, кг/Гкал, или кг/ГДж,

$$b_{т.н} = \frac{a}{\eta_k^3 \mu (1 - \varphi_{с.н}) \eta_{э.с}}, \quad (1.114)$$

где $a = 34,1 \text{ кг/ГДж} = 143 \text{ кг/Гкал}$; η_k^3 — КПД выработки электроэнергии на КЭС; в среднем $\eta_k^3 = 0,32—0,34$; $\varphi_{с.н}$ — коэффициент собственных нужд КЭС, $\varphi_{с.н} = 0,04—0,06$; $\eta_{э.с}$ — КПД электрической сети, $\eta_{э.с} = 0,94—0,96$.

Тепловые насосы могут конкурировать по тепловой экономичности с котельными установками, если $b_{т.н} < b_k^T$, где b_k^T — удельный расход топлива на выработку теплоты в котельной.

Для сопоставления тепловых насосов и ТЭЦ по тепловой экономичности следует сравнить значение $b_{т.н}$ со значением $(b_t^T - \Delta b_3)$, где b_t^T — удельный расход топлива на выработку теплоты в котельной ТЭЦ (1.29), Δb_3 — удельная экономия топлива за счет комбинированной электрической выработки ТЭЦ (1.44).

С точки зрения экономии топлива, компрессионные тепловые насосы с электроприводом, как правило, не могут конкурировать с ТЭЦ, т.е. с комбинированным производством электрической и тепловой энергии (теплофикацией). В случае, когда температура среды, которая является источником теплоты низкого потенциала, T_n , примерно равна температуре окружающей среды $T_{о.с.}$, удельный расход условного топлива на получение с помощью теплового насоса с электроприводом полезно используемой теплоты будет больше разности удельных расходов топлива на выработку тепловой энергии котельной установки ТЭЦ и экономией топлива на ТЭЦ за счет тепло-

фикации собственной выработки электроэнергии, т.е. $b_{т.н} \gg (b_t^T - \Delta b_3)$.

Иная ситуация имеет место, когда используются тепловые насосы другого типа, например абсорбционные и эжекционные трансформаторы, работающие с использованием термотеплоты от теплофикационных установок. В таких установках отрабатываемая при выработке электроэнергии теплота полезно используется для производства холода (охлажденной воды) и теплоты низкого потенциала (теплой или горячей воды).

Применение этих установок позволяет повысить тепловую нагрузку ТЭЦ в осенне-весенний и летний периоды, благодаря этому выравнивается график годовой тепловой нагрузки отборов турбин и соответственно возрастает комбинированная выработка электрической и тепловой энергии, а значит, и экономичность этих ТЭЦ.

Учитывая высокую стоимость трансформаторов (тепловых насосов, холодильных машин), оптимальный метод трансформации теплоты следует выбирать исходя из технико-экономических расчетов с учетом основных направлений развития энергетики.

Контрольные вопросы и задания

1. Определите удельную комбинированную выработку электрической энергии на паротурбинной ТЭЦ. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
2. Что представляет собой коэффициент $278 \text{ кВт} \cdot \text{ч/ГДж}$ в формуле для определения удельной комбинированной выработки электрической энергии? Как этот коэффициент получен?
3. Определите удельный расход условного топлива на комбинированную выработку электрической энергии на базе теплового потребления. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
4. Что представляет собой коэффициент $0,123 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ в формуле для определения

- удельного расхода топлива на выработку электрической энергии?
5. Определите удельный расход топлива на выработку электрической энергии на КЭС. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
 6. Объясните, почему тепловая экономичность КЭС зависит от регенеративного подогрева конденсата. Чем эта зависимость учитывается в формуле для определения удельного расхода топлива на выработку электрической энергии?
 7. Определите удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ. Что представляет собой в этой формуле коэффициент 34,1 кг/ГДж? Как этот коэффициент получен?
 8. Что такое критическая доля комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ? Приведите формулу для расчета этого показателя и объясните значения входящих в нее величин.
 9. Как определяется экономия топлива при централизованном теплоснабжении: а) от ТЭЦ; б) от котельных?
 10. Как определяется КПД выработки электроэнергии на газотурбинных ТЭЦ? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
 11. Как определяется удельная выработка электроэнергии на газотурбинных ТЭЦ? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
 12. Объясните, почему на газотурбинных ТЭЦ практически невозможно выработать всю электроэнергию комбинированным методом, т.е. только на базе полезно использованной отработавшей теплоты.
 13. Как определяется удельная комбинированная выработка электрической энергии в теплофикационной парогазовой установке на единицу отработавшей теплоты, отведенной в систему теплоснабжения?
 14. Как определяется удельный расход топлива на комбинированную выработку электроэнергии в парогазовой теплофикационной установке?
 15. Определите удельный расход топлива на теплоснабжение с помощью теплового насоса. Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.

ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

В системах централизованного теплоснабжения (ЦСТ) по тепловым сетям подается теплота различным тепловым потребителям. Несмотря на значительное разнообразие тепловой нагрузки, ее можно разбить на две группы по характеру протекания во времени: 1) сезонная; 2) круглогодовая.

Изменения сезонной нагрузки зависят главным образом от климатических условий: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, солнечного излучения, влажности воздуха и т.п. Основную роль играет наружная температура. Сезонная нагрузка имеет сравнительно постоянный суточный график и переменный годовой график нагрузки. К сезонной тепловой нагрузке относятся отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. Ни один из указанных видов нагрузки не имеет круглогодического характера. Отопление и вентиляция являются зимними тепловыми нагрузками. Для кондиционирования воздуха в летний период требуется искусственный холод. Если этот искусственный холод вырабатывается абсорбционным или эжекционным методом, то ТЭЦ получает дополнительную летнюю тепловую нагрузку, что способствует повышению эффективности теплоснабжения.

К круглогодической нагрузке относятся технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Исключением являются только некоторые отрасли промышленности, главным образом связанные с переработкой

сельскохозяйственного сырья (например, сахарная), работа которых имеет обычно сезонный характер.

График технологической нагрузки зависит от профиля производственных предприятий и режима их работы, а график нагрузки горячего водоснабжения — от благоустройства жилых и общественных зданий, состава населения и распорядка его рабочего дня, а также от режима работы коммунальных предприятий — бань, прачечных. Эти нагрузки имеют переменный суточный график. Годовые графики технологической нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения также в определенной мере зависят от времени года. Как правило, летние нагрузки ниже зимних вследствие более высокой температуры перерабатываемого сырья и водопроводной воды, а также благодаря меньшим теплотерям теплопроводов и производственных трубопроводов.

Одна из первоочередных задач при проектировании и разработке режима эксплуатации систем централизованного теплоснабжения заключается в определении значений и характера тепловых нагрузок.

В том случае, когда при проектировании установок централизованного теплоснабжения отсутствуют данные о расчетных расходах теплоты, основанных на проектах теплотребляющих установок абонентов, расчет тепловой нагрузки проводится на основе укрупненных показателей. В процессе эксплуатации значения расчетных тепловых нагрузок корректируют по действи-

тельным расходом. С течением времени это дает возможность установить проверенную тепловую характеристику для каждого потребителя.

2.2. СЕЗОННАЯ НАГРУЗКА

Основная задача отопления заключается в поддержании внутренней температуры помещений на заданном уровне. Для этого необходимо сохранение равновесия между тепловыми потерями здания и теплопритоком. Условие теплового равновесия здания может быть выражено в виде равенства

$$Q = Q_T + Q_{\text{и}} = Q_0 + Q_{\text{тв}}, \quad (2.1)$$

где Q — суммарные тепловые потери здания; Q_T — теплопотери теплопередачей через наружные ограждения; $Q_{\text{и}}$ — теплопотери инфильтрацией из-за поступления в помещение через неплотности наружных ограждений холодного воздуха; Q_0 — подвод теплоты в здание через отопительную систему; $Q_{\text{тв}}$ — внутренние тепловыделения.

Тепловые потери здания в основном зависят от первого слагаемого Q_T . Поэтому для удобства расчета можно тепловые потери здания представить так:

$$Q = Q_T(1 + \mu), \quad (2.2)$$

где $\mu = Q_{\text{и}}/Q_T$ — коэффициент инфильтрации, представляющий собой отношение теплопотерь инфильтрацией к теплопотерям теплопередачей через наружные ограждения.

Источником внутренних тепловыделений $Q_{\text{тв}}$ в жилых зданиях являются обычно люди, приборы для приготовления пищи (газовые, электрические и другие плиты), осветительные приборы. Эти тепловыделения носят в значительной мере случайный характер и не поддаются никакому регулированию во времени.

Кроме того, тепловыделения не распределяются равномерно по зданию. В помещениях с большой плотностью населения

внутренние тепловыделения относительно велики, а в помещениях с малой плотностью они незначительны.

Для обеспечения в жилых районах нормального температурного режима во всех отапливаемых помещениях обычно устанавливают гидравлический и температурный режим тепловой сети по наиболее невыгодным условиям, т.е. по режиму отопления помещений с нулевыми тепловыделениями ($Q_{\text{тв}} = 0$).

Для предупреждения существенного повышения внутренней температуры в помещениях, в которых внутренние тепловыделения значительны, необходимо периодически выключать часть отопительных приборов или снижать расход теплоносителя через них.

Качественное решение этой задачи возможно лишь при индивидуальной автоматизации, т.е. при установке авторегуляторов непосредственно на нагревательных приборах и вентиляционных калориферах.

Источник внутренних тепловыделений в промышленных зданиях — тепловые и силовые установки и механизмы (печи, сушила, двигатели и др.) различного рода. Внутренние тепловыделения промышленных предприятий довольно устойчивы и нередко представляют существенную долю расчетной отопительной нагрузки, поэтому они должны учитываться при разработке режима теплоснабжения промышленных районов.

Теплопотери теплопередачей через наружные ограждения, Дж/с или ккал/ч, могут быть определены расчетным путем по формуле

$$Q_T = \Sigma kF\Delta t, \quad (2.3)$$

где F — площадь поверхности отдельных наружных ограждений, м^2 ; k — коэффициент теплопередачи наружных ограждений, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ или $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С})$; Δt — разность температур воздуха с внутренней

и наружной сторон ограждающих конструкций, °С.

Для здания объемом по наружному измерению V , м^3 , периметром в плане P , м, площадью в плане S , м^2 , и высотой L , м, уравнение (2.3) легко приводится к формуле, предложенной проф. Н.С. Ермолаевым [34]:

$$Q_T = (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) V \left\{ \frac{P}{S} [k_{\text{с}} + \varphi(k_{\text{ок}} - k_{\text{с}})] + \frac{1}{L} [\psi_1 k_{\text{пт}} + \psi_2 k_{\text{пл}}] \right\}, \quad (2.4)$$

где $k_{\text{с}}$, $k_{\text{ок}}$, $k_{\text{пл}}$, $k_{\text{пт}}$ — коэффициенты теплопередачи стен, окон, пола нижнего этажа, потолка верхнего этажа; φ — коэффициент остекления, т.е. отношение площади окон к площади вертикальных ограждений (стен); ψ_1 и ψ_2 — поправочные коэффициенты на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений здания; $t_{\text{в}}$ — усредненная температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, °С; $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, °С.

Для определения расчетного расхода теплоты на отопление в (2.4) принимают $t_{\text{в}} = t_{\text{в.р}}$, где $t_{\text{в.р}}$ — усредненная расчетная температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях.

Ниже приведены рекомендуемые санитарными нормами значения $t_{\text{в.р}}$, °С, для зданий разного назначения:

Назначение здания	$t_{\text{в.р}}$, °С
Жилые здания, гостиницы, общежития, административные здания.....	+18
Учебные заведения, общеобразовательные школы, школы-интернаты, лаборатории, предприятия общественного питания, клубы, дома культуры	+16
Театры, магазины, прачечные, пожарные депо	+15

Кинотеатры	+14
Гаражи	+10
Детские ясли-сады, поликлиники, амбулатории, диспансеры, больницы	+20
Бани	+25

В (2.4) коэффициенты ψ_1 и ψ_2 меньше единицы, так как в отопительный период температура воздуха на чердаке здания и температура грунта под полом нижнего этажа выше наружной температуры. В большинстве случаев $\psi_1 = 0,75-0,9$; $\psi_2 = 0,5-0,7$.

Выражение, заключенное в (2.4) в фигурные скобки, представляет собой потерю теплоты теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур 1 °С, отнесенную к 1 м^3 наружного объема здания.

Эта величина, называемая удельной теплопотерей здания,

$$q_{\text{ов}} = \frac{P}{S} k_{\text{в}} + \frac{1}{L} k_{\text{г}}, \quad (2.5)$$

где $k_{\text{в}}$ — средний коэффициент теплопередачи вертикальных ограждений зданий (стен), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ или $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С})$; $k_{\text{г}}$ — эквивалентный коэффициент теплопередачи горизонтальных ограждений здания (перекрытий верхнего этажа и пола нижнего этажа). $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ или $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С})$:

$$\left. \begin{aligned} k_{\text{в}} &= k_{\text{с}} + \varphi(k_{\text{ок}} - k_{\text{с}}); \\ k_{\text{г}} &= \psi_1 k_{\text{пт}} + \psi_2 k_{\text{пл}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Единица измерения удельной теплопотери здания $q_{\text{ов}}$ зависит от принятой единицы измерений коэффициентов теплопередачи. При k в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $q_{\text{ов}}$ измеряется в $\text{Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{К})$; при k в $\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°С})$, $q_{\text{ов}}$ измеряется в $\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{°С})$.

Из (2.4) и (2.5) следует, что удельная теплопотеря здания зависит не только от коэффициентов теплопередачи наружных ограждений $k_{\text{в}}$ и $k_{\text{г}}$, но и от формы и размеров здания в плане, характеризуемых периметром P и площадью S , а также от высоты здания L :

Застройка	МДж/(с · га)	Гкал/ (ц · га)
1-этажная.....	0,175—0,23	0,15—0,20
2-этажная.....	0,29—0,47	0,25—0,4
3-этажная.....	0,47—0,64	0,40—0,55
4-этажная.....	0,58—0,82	0,50—0,70
5- и 6-этажная.....	0,75—0,92	0,65—0,80
12-этажная и выше.....	1,1—1,7	0,95—1,45

Отношение периметра к площади в плане может быть выражено следующей общей зависимостью:

$$P/S = \Phi / \sqrt{S}, \quad (2.7)$$

где $\Phi = P/\sqrt{S}$ — безразмерный параметр формы, т. е. постоянная безразмерная величина, характеризующая форму здания в плане. Для круга $\Phi = 2/\sqrt{\pi} = 3,54$; для квадрата $\Phi = 4$; для прямоугольника $\Phi = \frac{2(n+1)}{\sqrt{n}}$, где n — отношение длинной стороны прямоугольника к короткой.

Поскольку высота здания $L = V/S$, то из совместного решения (2.5) и (2.7) следует

$$\left. \begin{aligned} q_{ov} &= \frac{\Phi}{\sqrt{S}} k_b + \frac{S}{V} k_r; \\ q_{ov} &= \Phi k_b \sqrt{\frac{L}{V}} + \frac{k_r}{L}. \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Как видно из уравнений (2.8), при неизменном наружном объеме здания $V = \text{const}$ увеличение его высоты или уменьшение площади в плане приводит к увеличению тепловых потерь через вертикальные наружные ограждения и к снижению тепловых потерь через горизонтальные ограждения.

Из условия $dq_{ov}/dL = 0$ выводятся предположенные автором уравнения для расчета оптимальных (по минимуму теплопотерь) размеров здания заданного объема V :

$$\left. \begin{aligned} L_{\text{опт}} &= 1,6 \left(\frac{k_r}{k_b \Phi} \right)^{0,67} V^{0,33}; \\ S_{\text{опт}} &= 0,625 \left(\frac{k_b \Phi}{k_r} \right)^{0,67} V^{0,67}. \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

Как видно из (2.9), при снижении отношения k_b/k_r , а также при снижении параметра формы Φ увеличивается оптимальная высота $L_{\text{опт}}$ и соответственно снижается оптимальная площадь в плане $S_{\text{опт}}$ для здания неизменного наружного объема.

Оптимальные размеры зданий выбираются не только по минимуму теплопотерь, но и с учетом планировочных, социальных, бытовых, технологических и других условий. Формула (2.9) может быть использована для оценки возможных решений только с позиции снижения теплопотерь.

Пример 2.1. Определить оптимальные по минимуму теплопотерь размеры жилого здания наружным объемом $V = 200$ тыс. м³, а также значение удельной теплопотери при оптимальных размерах. Исходные данные: средний коэффициент теплопередачи вертикальных ограждений $k_b = 1,5$ Вт/(м² · К); эквивалентный коэффициент теплопередачи горизонтальных ограждений $k_r = 1,0$ Вт/(м² · К); в плане здание имеет форму прямоугольника с отношением сторон $n = 10$.

Решение. Параметр формы здания в плане

$$\Phi = \frac{2(10+1)}{\sqrt{10}} = 6,96.$$

Оптимальная высота здания по (2.9)

$$L_{\text{опт}} = 1,6 \left(\frac{1,9}{1,5 \cdot 6,96} \right)^{0,67} \cdot 200\,000^{0,33} = 28 \text{ м.}$$

Оптимальная площадь здания в плане

$$S_{\text{опт}} = 200\,000/28 = 7143 \text{ м}^2.$$

Линейные размеры здания в плане при $n = 10$:

$$l_1 = \sqrt{7143/10} = 26,7 \text{ м;}$$

$$l_2 = 267 \text{ м;}$$

$$\frac{P}{S} = \frac{2(270+27)}{7143} = 0,083 \text{ 1/м.}$$

Удельная теплопотеря q_{ov} по (2.5)

$$q_{ov} = 0,083 \cdot 1,5 + 1,9/26,7 = 0,195 \text{ Дж/(с · м}^3 \cdot \text{К).}$$

Пример 2.2. Как изменятся оптимальные размеры здания и удельная теплопотеря, если здание тем же объемом $V = 200$ тыс. м³ будет выполнено в плане в форме квадрата. В этом случае $\Phi = 4$.

Оптимальная высота здания по (2.9)

$$L_{\text{опт}} = 1,6 \left(\frac{1,9}{1,64 \cdot 4} \right)^{0,67} \cdot 200\,000^{0,33} = 40,6 \text{ м.}$$

Оптимальная площадь здания в плане

$$S_{\text{опт}} = 200\,000 / 40,6 = 4926 \text{ м}^2.$$

Линейные размеры здания в плане

$$l = \sqrt{4926} = 70,2 \text{ м;}$$

$$P/S = 4 \cdot 70 \cdot 2 / 4926 = 0,057 \text{ 1/м.}$$

Удельная теплопотеря $q_{\text{ов}}$ по (2.5)

$$q_{\text{ов}} = 0,057 \cdot 1,5 + 1,9 / 40,6 = 0,134 \text{ Дж/(с} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{К).}$$

При квадратной форме удельная теплопотеря снижается по сравнению с прямоугольной с $n = 10$ в $0,195 / 0,134 = 1,46$ раза.

Теплопотери путем теплопередачи через наружные ограждения здания

$$Q_{\text{т}} = q_{\text{ов}} V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (2.10)$$

а полные теплопотери с учетом инфильтрации

$$Q = q_{\text{ов}} V (1 + \mu) (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \quad (2.11)$$

Для жилых и общественных зданий при правильной эксплуатации максимальный коэффициент инфильтрации в большинстве случаев составляет 3—6 %, что лежит в пределах погрешности расчета теплопотерь. Поэтому для упрощения инфильтрацию не вводят в расчет, т.е. принимают $\mu = 0$. Для учета инфильтрации значение удельных теплопотерь принимают с небольшим запасом.

Теплопотери инфильтрацией промышленных зданий нередко достигают 25—30 % теплопотерь через наружные ограждения, и их необходимо учитывать при расчете.

Как видно из (2.10), максимальные теплопотери теплопередачей через наружные ограждения соответствуют минимальному значению $t_{\text{н}}$, т.е. наименьшей температуре наружного воздуха. Естественно, возникает вопрос, по какой наружной температуре следует определять расчетный расход теплоты на отопление. Если это выполнять по

минимальной наружной температуре, когда-либо наблюдавшейся в данной местности, то получатся чрезмерно завышенные мощности тепловых установок, так как минимальная наружная температура имеет, как правило, весьма кратковременный характер.

Поэтому при определении расхода теплоты на отопление исходят не из минимального значения наружной температуры, а из другого, более высокого, так называемого расчетного, значения наружной температуры для отопления $t_{\text{н о}}$, равной средней температуре наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период [129].

В приложении 1 в конце книги приведены расчетные наружные температуры для ряда городов бывшего СССР. Для пунктов, не указанных в приложении 1, расчетная температура может быть ориентировочно принята на основании карты на рис. 2.1. Для кавказского побережья Черного моря и побережья Каспийского моря в Азербайджане расчетная наружная температура принимается, равной -5°C .

Температура внутренней поверхности наружных стен непосредственно влияет на интенсивность теплоотдачи излучением от поверхности человеческого тела при нахождении человека в жилых и общественных зданиях; максимальная разность между температурой воздуха в помещениях и температурой внутренней поверхности наружных стен должна быть не выше 6°C [47].

Так как при установившемся тепловом режиме теплоприток к внутренней поверхности наружных стен равен количеству теплоты, передаваемой через стену, для режима расчетной наружной температуры можно записать следующие уравнения:

$$\alpha_{\text{с}} \delta t = k_{\text{с}} (t_{\text{в р}} - t_{\text{н о}}),$$

или

$$k_{\text{с}} = \alpha_{\text{с}} \delta t / (t_{\text{в р}} - t_{\text{н о}}), \quad (2.12)$$

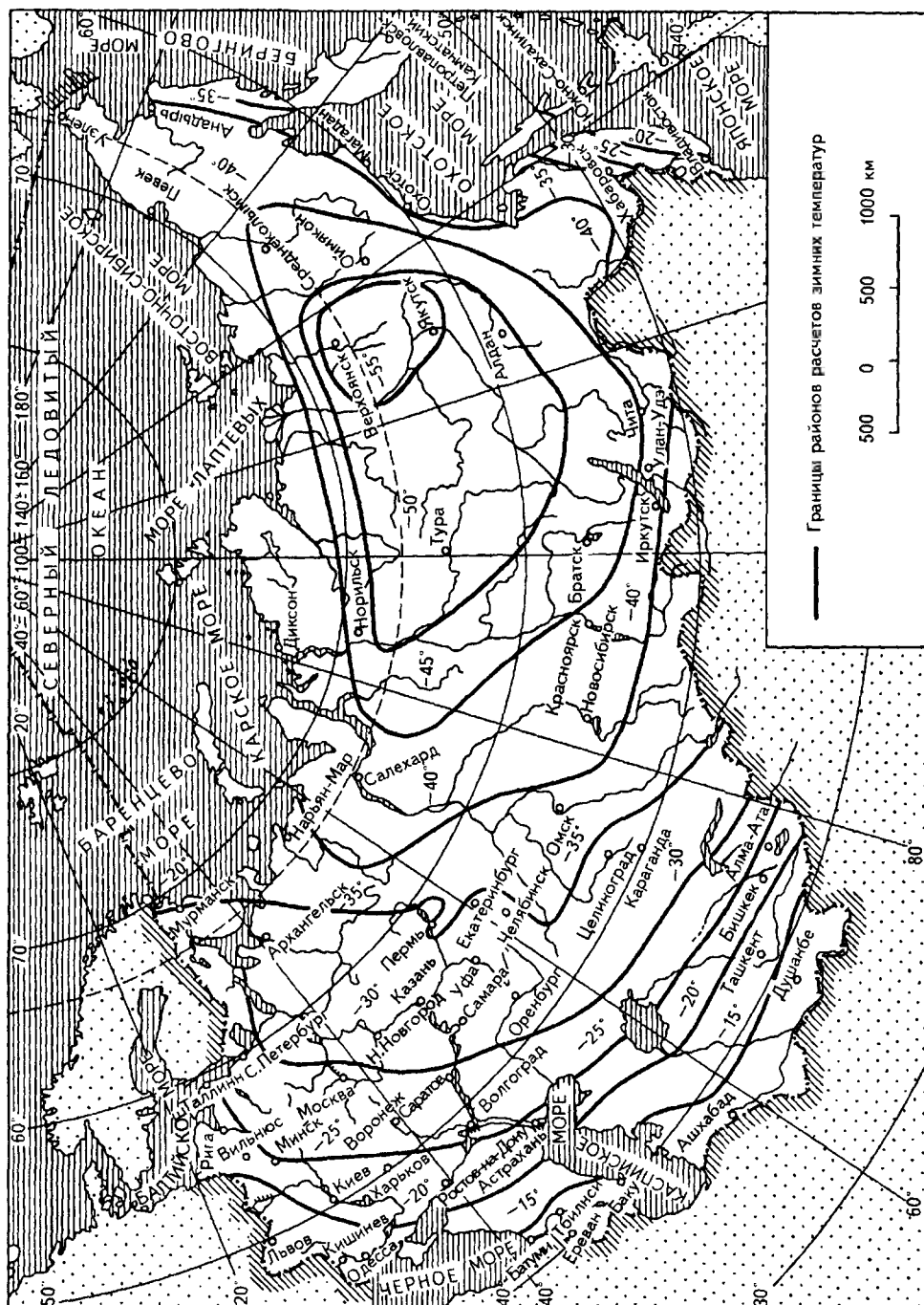


Рис. 2.1. Карта климатологического районирования бывшего СССР

где α_c — коэффициент теплоотдачи от внутреннего воздуха к внутренней поверхности стены; k_c — коэффициент теплопередачи наружных стен; δt — допустимый перепад температур между внутренним воздухом и поверхностью стены ($\delta t = 5-6$ °C); $(t_{в,р} - t_{н,о})$ — расчетная разность внутренней и наружной температуры, °C.

Формула (2.12) показывает, что при практически постоянном значении произведения $\alpha_c \delta t$ для всех районов коэффициент теплопередачи наружных стен жилых и общественных зданий должен изменяться обратно пропорционально расчетной разности температур $(t_{в,р} - t_{н,о})$, т.е. в районах с более низкой расчетной наружной температурой для отопления наружные стены зданий должны иметь более низкие коэффициенты теплопередачи.

Удельные теплопотери жилых и общественных зданий с наружным объемом $V > 3000$ м³, сооруженных по новым проектам после 1985 г., а также более утепленных зданий, сооруженных ранее, в районах с расчетной наружной температурой для отопления $t_{н,о} = -30$ °C могут быть ориентировочно вычислены как

$$q_{ov} = \frac{a}{\sqrt[6]{V}}, \quad (2.13)$$

где $a = 1,85 \text{ Дж} / (\text{м}^{2,5} \cdot \text{с} \cdot \text{К}) = 1,72 \text{ ккал} / (\text{м}^{2,5} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$.

Для районов с другой расчетной температурой для отопления к значениям q_{ov} вычисленным по формуле (2.13), вводятся следующие поправочные коэффициенты β :

$t_{н,о}$ °C.....	-10	-20	-30	-40	-50
β	1,3	1,1	1,0	0,9	0,85

При определении тепловой нагрузки вновь застраиваемых районов и отсутствии данных о типе и размерах намечаемых к сооружению общественных зданий можно

ориентировочно принять расчетный расход теплоты на отопление общественных зданий равным 25 % расчетного расхода теплоты на отопление жилых зданий района.

Значения удельных теплопотерь промышленных зданий различного объема и назначения приведены в приложении 4. Ими можно пользоваться при ориентировочном расчете по укрупненным показателям отопительной нагрузки промышленных зданий во всех климатических районах.

Инфильтрация наружного воздуха в помещениях происходит под действием перепада (разности) давлений наружного и внутреннего воздуха. Этот перепад давлений представляет собой сумму двух слагаемых:

$$\Delta p = \Delta p_r + \Delta p_v, \quad (2.14)$$

где Δp_r и Δp_v — гравитационный и ветровой перепады давлений, Па,

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_r &= L(\rho_n - \rho_v)g; \\ \Delta p_v &= \frac{w_v^2}{3} \rho_n. \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

Здесь L — свободная высота здания (для жилых и общественных зданий — высота этажа), м; g — ускорение свободно падающего тела ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); w_v — скорость ветра, м/с; ρ_n , ρ_v — плотности наружного и внутреннего воздуха, кг/м³.

Скорость прохождения инфильтруемого воздуха через живое сечение неплотностей в наружных ограждениях зданий, м/с,

$$w = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_n}} = \sqrt{2gL \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_n}\right) + w_v^2}. \quad (2.16a)$$

Из уравнения Клапейрона следует

$$\rho_v / \rho_n = T_n / T_v, \quad (2.17)$$

где T_n и T_v — температура наружного и внутреннего воздуха, К.

С учетом (2.17) и (2.16 а) можно представить скорость инфильтруемого воздуха w в следующем виде:

$$w = \sqrt{2gL \left(1 - \frac{T_n}{T_b}\right) + w_b^2}. \quad (2.16б)$$

Теплопотери с инфильтрацией

$$Q_{\text{и}} = w F c_b (t_b - t_n), \quad (2.18)$$

где F — площадь суммарного сечения неплотностей в наружных ограждениях, м^2 ; c_b — объемная теплоемкость воздуха, равная $1260 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Коэффициент инфильтрации

$$\mu = \frac{Q_{\text{и}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{w F c_b (t_b - t_n)}{q_{\text{ов}} V (t_b - t_n)} =$$

$$= b w = b \sqrt{2gL \left(1 - T_n/T_b\right) + w_b^2}, \quad (2.19)$$

где $b = c_b F / q_{\text{ов}} V$ — постоянная инфильтрации, $\text{с}/\text{м}$.

Постоянная инфильтрации b прямо пропорциональна площади сечения неплотностей, приходящихся на 1 м^3 здания, F/V и обратно пропорциональна удельной теплопотере зданий $q_{\text{ов}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Значение постоянной инфильтрации, должно определяться опытным путем. При отсутствии опытных данных можно для ориентировочных расчетов принимать следующие значения, $\text{м}/\text{с}$:

Для отдельно стоящих промышленных зданий с большими световыми проемами (35—40) 10^{-3}

Для жилых и общественных зданий с двойным остеклением при сплошной застройке кварталов... (8—10) 10^{-3}

Как видно из (2.19), для одного и того же здания коэффициент инфильтрации является переменным и увеличивается со снижением отношения наружной температуры к внутренней T_n/T_b и с увеличением скорости ветра w_b .

При отсутствии ветра ($w_b = 0$) коэффициент инфильтрации изменяется пропорционально квадратному корню из разности внутренней и наружной температур ($T_b - T_n$). В этом случае максимальное (расчетное) значение коэффициент инфильтрации имеет при расчетной наружной температуре для отопления $t_{\text{н о}}$ ($T_{\text{н о}}$).

Расчетными теплопотерями называются теплопотери при расчетной наружной температуре $t_{\text{н о}}$. В соответствии с (2.11) расчетные теплопотери здания с учетом инфильтрации

$$Q' = (1 + \mu) q_{\text{ов}} V (t_{\text{в р}} - t_{\text{н о}}). \quad (2.20)$$

При постоянном значении коэффициента инфильтрации здания отношение теплопотерь Q данного здания или группы зданий при любой наружной температуре $t_n > t_{\text{н о}}$ к расчетным теплопотерям

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q'} = \frac{t_{\text{в р}} - t_n}{t_{\text{в р}} - t_{\text{н о}}}. \quad (2.21)$$

При отсутствии данных о типе застройки и наружном объеме жилых и общественных зданий строительными нормами и правилами (СНиП II) 04.07.86 «Тепловые сети» [130] рекомендуется определять расчетный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий по формуле

$$Q'_0 = q_0 A (1 + K_1), \quad (2.22)$$

где q_0 — укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление 1 м^2 общей площади жилых зданий (приложение 5), $\text{Вт}/\text{м}^2$ [$\text{Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$]; A — общая площадь жилых зданий, м^2 ; K_1 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий. При отсутствии данных рекомендуется принимать $K_1 = 0,25$.

Для экономного использования топлива весьма важное значение имеет выбор начала и конца отопительного сезона. Начало и конец отопительного сезона для жилых и общественных зданий обычно регламентируются местными органами власти.

Действующими в нашей стране строительными нормами и правилами продолжительность отопительного периода определяется по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже [129]. Эту наружную температуру обычно считают началом и концом отопительного периода $t_{\text{нк}} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Однако эксплуатационные наблюдения показывают, что нельзя оставлять жилые и общественные здания без отопления в течение продолжительного времени при наружной температуре ниже $+10$ — $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$, так как это приводит к заметному снижению внутренней температуры в помещении и неблагоприятно отражается на самочувствии населения.

Переход от директивной экономики к рыночной в принципе снимает какие-либо ограничения в назначении продолжительности отопительного периода. Эту продолжительность (начало и конец) определяет потребитель тепловой энергии — абонент энергоснабжающей организации. В то же время для энергоснабжающей организации важно знать продолжительность периода, в течение которого будет иметь место спрос на теплоту, подлежащий удовлетворению энергоснабжающей организацией. Такой спрос на теплоту должен определяться, как правило, на основании многолетних статистических данных с учетом прогноза роста (снижения) присоединенных к тепловым сетям тепловых нагрузок. Нормы СНиП должны применяться в основном при решении проектных, а не эксплуатационных задач.

В приложении 3 приведены данные о длительности стояния различных температур наружного воздуха за отопительный период в некоторых городах бывшего СССР, ими можно пользоваться для ориентировочных расчетов при отсутствии более точных сведений. Начало и конец отопительного сезона для промышленных зданий определяются наружной температурой, при которой теплопотери через наружные ограждения делаются равными внутренним тепловыделениям. Так как тепловыделения в промышленных зданиях значительны, то в большинстве случаев длительность отопительного сезона для промышленных зданий

короче, чем для жилых и общественных. Среднесуточная температура наружного воздуха, соответствующая началу и концу отопительного сезона промышленных зданий с большими внутренними тепловыделениями, может быть найдена по формуле

$$t_{\text{нк}} = t_{\text{в.р}} - \frac{Q_{\text{ТВ}}}{Q'}(t_{\text{в.р}} - t_{\text{но}}) \leq 8\text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.23)$$

Неравенство в правой части показывает, что если рассчитанная по (2.23) $t_{\text{нк}} > 8\text{ }^{\circ}\text{C}$, то в соответствии с действующими СНиП можно принимать $t_{\text{нк}} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вентиляция. Расход теплоты на вентиляцию предприятий, а также общественных зданий и культурных учреждений составляет значительную долю суммарного теплоснабжения объекта. В производственных предприятиях расход теплоты на вентиляцию часто превышает расход на отопление.

Расход теплоты на вентиляцию принимают по проектам местных систем вентиляции или по типовым проектам зданий, а для действующих установок — по эксплуатационным данным.

Ориентировочный расчет расхода теплоты на вентиляцию, Дж/с или ккал/ч, можно проводить по формуле

$$Q_{\text{в}} = mV_{\text{в}}c_{\text{в}}(t_{\text{в.п}} - t_{\text{н}}), \quad (2.24)$$

где $Q_{\text{в}}$ — расход теплоты на вентиляцию; m — кратность обмена воздуха, 1/с или 1/ч; $V_{\text{в}}$ — вентилируемый объем здания, м^3 ; $c_{\text{в}}$ — объемная теплоемкость воздуха, равная $1,26\text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K}) = 0,3\text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$; $t_{\text{в.п}}$ — температура нагретого воздуха, подаваемого в помещение, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Для удобства расчета (2.24) приводят к виду

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}}V(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (2.25)$$

где $q_{\text{в}}$ — удельный расход теплоты на вентиляцию, т.е. расход теплоты на 1 м^3 венти-

лируемого здания по наружному обмеру и на 1 °С разности между усредненной расчетной температурой воздуха внутри вентилируемого помещения и температурой наружного воздуха; V — наружный объем вентилируемого здания; $t_{\text{в}}$ — усредненная внутренняя температура, °С.

Из сравнения (2.24) и (2.25) следует, что при $t_{\text{в.п}} = t_{\text{в}}$

$$q_{\text{в}} = mc_{\text{в}}V_{\text{в}}/V. \quad (2.26)$$

В приложении 2 приведены значения удельных расходов теплоты на вентиляцию промышленных, а также служебных и общественных зданий, на основе которых могут быть определены расчетные расходы теплоты на вентиляцию по укрупненным показателям при ориентировочных расчетах.

Для снижения расчетного расхода теплоты на вентиляцию минимальная наружная температура, по которой рассчитываются вентиляционные установки, $t_{\text{н.в}}$, принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления $t_{\text{н.о}}$. По действующим нормам расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15 % продолжительности всего отопительного периода. Исключением являются только промышленные цехи с большим выделением вредностей, для которых $t_{\text{н.в}}$ принимается равной $t_{\text{н.о}}$. Значения $t_{\text{н.в}}$ для ряда городов приведены в приложении 1 [129].

Расчетный расход теплоты на вентиляцию

$$Q'_{\text{в}} = q_{\text{в}}V(t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.в}}), \quad (2.27)$$

где $t_{\text{в.р}}$ — усредненная расчетная внутренняя температура, °С.

Когда температура наружного воздуха становится ниже $t_{\text{н.в}}$, расход теплоты на вентиляцию не должен выходить за пределы расчетного расхода. Это достигается сокращением кратности обмена. Минималь-

ная кратность обмена $m_{\text{мин}}$ при наружной температуре $t_{\text{н.о}}$ определяется по формуле

$$m_{\text{мин}} = m \frac{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.в}}}{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.о}}}, \quad (2.28)$$

где m — расчетная кратность обмена воздуха.

При отсутствии более точных данных СНиП 2.04.0.86 «Тепловые сети» [130] рекомендует определять расчетный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий, Дж/с, по формуле

$$Q'_{\text{в}} = K_1 K_2 q_{\text{о}} A, \quad (2.29)$$

где K_2 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на вентиляцию общественных зданий; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать для общественных зданий, построенных до 1985 г., $K_2 = 0,4$; после 1985 г. — $K_2 = 0,6$. Значения K_1 , $q_{\text{о}}$, A определяются по (2.22).

Для регулирования кратности обмена воздуха в диапазоне температур $t_{\text{н.в}} \geq t_{\text{н}} \geq t_{\text{н.о}}$ вентиляционные установки должны быть оснащены авторегулирующими приборами. Ручное регулирование сложно, несовершенно и приводит к перерасходу теплоты.

Суммарная сезонная тепловая нагрузка. Отопительная нагрузка имеет, как правило, круглосуточный характер. При неизменных наружной температуре, скорости ветра и облачности отопительная нагрузка жилых зданий практически постоянна. Отопительная нагрузка общественных зданий и промышленных предприятий имеет непостоянный суточный, а часто и непостоянный недельный график, когда в целях экономии теплоты искусственно снижают подачу теплоты на отопление в нерабочие часы (ночной период и выходные дни).

Значительно более резко изменяется как в течение суток, так и по дням недели вентиляционная нагрузка, так как в нерабочие часы промышленных предприятий и учреждений вентиляция, как правило, не работает.

Суммарный расход теплоты на отопление и вентиляцию по району представляет собой сумму расходов отдельных абонентов. Для иллюстрации на рис. 2.2 показана

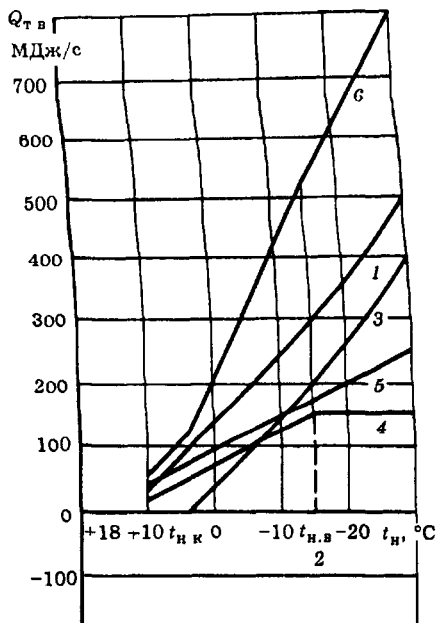


Рис. 2.2. Зависимость расхода теплоты на отопление и вентиляцию от наружной температуры

зависимость расхода теплоты на отопление и вентиляцию района от наружной температуры. Расчетные теплотопотери промышленных зданий (кривая 1) равны 500 МДж/с. Вогнутый характер кривой 1 объясняется учетом инфильтрации.

Часть теплотопотерь промышленных зданий в размере 100 МДж/с компенсируется внутренними тепловыделениями (линия 2), поэтому расчетный расход теплоты на отопление промышленных зданий меньше расчетных теплотопотерь этих зданий и составляет 400 МДж/с (кривая 3). По этой же причине отопление промышленных зданий должно включаться в работу при наружной температуре $t_{нк} \leq +4^\circ\text{C}$. При наружных температурах выше $+4^\circ\text{C}$ теплотопотери промышленных зданий компенсируются внутренними тепловыделениями.

График расхода теплоты на вентиляцию промышленных и общественных зданий имеет излом при расчетной наружной температуре вентиляции $t_{нв} = -15^\circ\text{C}$ (кри-

вая 4). График расхода теплоты на отопление жилых и общественных зданий показан линией 5. Суммарный график расхода теплоты на отопление и вентиляцию по району в целом (кривая 6) имеет две точки излома: одну при температуре $t_{нв}$ (расчетная наружная температура для вентиляции), другую — при температуре $t_{нк} = +4^\circ\text{C}$ (включение в работу отопления промышленных зданий).

2.3. КРУГЛОГОДИЧНАЯ НАГРУЗКА

Параметры и расход теплоты для технологических нужд зависят от характера технологического процесса, типа производственного оборудования, общей организации работ и т.д. Усовершенствование и рационализация технологического процесса могут вызвать коренные изменения в размере и характере тепловой нагрузки.

Для экономии топливно-энергетических ресурсов следует совершенствовать технологические процессы, максимально использовать отработавшую теплоту для технологических целей, а при теплоснабжении от ТЭЦ максимально использовать теплоноситель более низкого потенциала.

Как правило, тепловые нагрузки промышленных предприятий задаются технологами на основе соответствующих расчетов или данных тепловых испытаний. Для ориентировочных расчетов расхода теплоты на технологические нужды могут быть использованы данные, приведенные в [150]. Наибольшие удельные расходы теплоты на единицу вырабатываемой продукции имеют нефтеперерабатывающая, нефтехимическая, химическая, бумажно-целлюлозная и пластмассовая отрасли промышленности.

Среднегодовой удельный расход теплоты на производство продукции составляет в среднем, ГДж/т:

Синтетический каучук	111
Химические волокна	60
Фенол	37
Пластмассы и синтетические смолы	22
Целлюлоза	18
Каустическая сода	14

Кальцинированная сода	8
Бумага и картон	11
Метанол	9
Карбамид	6,5
Синтетический аммиак	5
Кокс	0,95
Нефтепереработка	0,8
Нефтедобыча	0,06
Серная кислота	0,5
Сахарная свекла (переработка)	1,3
Кормовой белок	0,03
Животное масло	0,015
Чугун	0,24
Мартеновская сталь	0,13
Прокат черных металлов	0,3
Стальные трубы	0,54
Уголь (добыча)	0,11

Удельный расход теплоты, на производство строительных материалов составляет в среднем, ГДж/м³:

Фанера	6,5
Древесно-стружечные плиты	4
Заготовки и первичная переработка древесины	0,025
Конструкции и детали сборного железобетона	0,002

Удельный расход теплоты, на изготовление текстильных и некоторых строительных материалов составляет в среднем, ГДж/м²:

Хлопчатобумажные ткани	0,01
Льняные ткани	0,015
Шерстяные ткани	0,04
Шелковые ткани	0,014
Древесиоволокинистые плиты	0,053

В связи с интенсивным жилищным строительством значительно выросла нагрузка горячего водоснабжения городов. Эта нагрузка во многих районах становится соразмерной отопительной нагрузке. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение жилых районов часто достигает 35—40 % суммарного годового расхода теплоты района.

Горячее водоснабжение имеет весьма неравномерный характер как в течение суток, так и в течение недели. Наибольшая нагрузка горячего водоснабжения в жилых

районах имеет место, как правило, в предвыходные дни (при 5-дневной рабочей недели в первый выходной день — субботу).

Средненедельный расход теплоты (средненедельная тепловая нагрузка), Дж/с, бытового горячего водоснабжения отдельных жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий определяется по СНиП 2.04.07.86 «Тепловые сети» [130] по следующей формуле:

$$Q_{гн}^{ср} = \frac{1,2m(a+b)(55-t_x)c_p^{ср}}{n_c}, \quad (2.30)$$

где a — норма расхода горячей воды с температурой $t_g = 55^\circ\text{C}$, кг (л) на 1 чел. в сутки; значения a , приведены в приложении 5; b — расход горячей воды с температурой $t_g = 55^\circ\text{C}$, кг (л) для общественных зданий, отнесенный к одному жителю района; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать $b = 25$ кг (л) на 1 чел. в сутки; m — количество людей; $c_p^{ср} = 4190$ Дж/(кг·K) — теплоемкость воды; t_x — температура холодной воды, $^\circ\text{C}$; при отсутствии данных о температуре холодной водопроводной воды ее принимают в отопительный период 5°C и в летний период 15°C ; n_c — расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут; при круглосуточной подаче $n_c = 24 \cdot 3600 = 86\,400$ с; коэффициент 1,2 учитывает выстывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения.

При определении средненедельного расхода теплоты на горячее водоснабжение только жилых зданий без учета расхода горячей воды в общественных зданиях в формуле (2.30) принимают $b = 0$.

Температура горячей воды в местах водоразбора должна поддерживаться в следующих пределах:

в открытых системах теплоснабжения и в системах местного горячего водоснабжения не ниже 55°C и не выше 80°C ;



Рис. 2.3. Суточный график расхода горячей воды в жилом доме

в закрытых системах теплоснабжения не ниже 50 и не выше 75 °С.

Нормы расхода горячей воды, приведенные в приложении 5, относятся к температуре $t_g = 55$ °С.

При использовании для бытового горячего водоснабжения воды с другой температурой $t_{г1}$, норма ее расхода определяется из условия подачи абонентам нормированного количества теплоты по формуле

$$a_1 = a \frac{55 - t_x}{t_{г1} - t_x}. \quad (2.31)$$

При определении расчетной тепловой нагрузки горячего водоснабжения района централизованного теплоснабжения СНиП 2.04.07-86 [130] рекомендуется учитывать нагрузку горячего водоснабжения всех существующих зданий, в том числе не имеющих централизованных систем горячего водоснабжения или оборудованных газовыми колонками.

Средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение на одного жителя района $q_{г}^{срн}$ вычисляется по (2.30) при $m = 1$. Для зданий, не оборудованных централизованной системой горячего водоснабжения, $a = 0$.

Средний расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение за сутки наибольшего водопотребления.

$$Q_{г}^{срг} = \kappa_n Q_{г}^{срн}, \quad (2.32)$$

где κ_n — коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты.

При отсутствии опытных данных рекомендуется принимать для жилых и общественных зданий $\kappa_n = 1,2$, для промышленных зданий и предприятий $\kappa_n = 1$.

Нагрузка горячего водоснабжения жилых домов имеет, как правило, в рабочие дни пики в утренние и вечерние часы и провалы в дневные и поздние ночные часы. В домах с ваннами пиковая нагрузка горячего водоснабжения превышает среднесуточную в 2—3 раза. В выходные дни суточный график горячего водоснабжения имеет более равномерное заполнение. Для иллюстрации на рис. 2.3 приведен суточный график расхода горячей воды жилого дома.

Суточный график горячего водоснабжения района (рис. 2.4) имеет более равномерный характер благодаря взаимному сглаживанию неравномерностей графиков отдельных зданий.

Расчетный (максимально-часовой) расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение, Дж/с или ккал/ч, равен среднечасо-



Рис. 2.4. Суточный график горячего водоснабжения жилого района

вому расходу теплоты за сутки наибольшего водопотребления, умноженному на коэффициент суточной неравномерности:

$$Q_{\Gamma}^p = \kappa_n \kappa_c Q_{\Gamma}^{cp,n}, \quad (2.33)$$

где κ_c — коэффициент неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления. При ориентировочных расчетах можно принимать для городов и населенных пунктов $\kappa_c = 1,7—2$, для промышленных предприятий $\kappa_c = 1$.

В приложении 5 приведены нормы расхода горячей воды: средненедельный, средний за сутки наибольшего водопотребления, максимально-часовой.

2.4. ГОДОВОЙ РАСХОД ТЕПЛОТЫ

Для определения расхода топлива, разработки режимов использования оборудования, графиков его ремонта и т.п. необходимо знать годовой расход теплоты на теплоснабжение, а также его распределение по сезонам (зима, лето) или по отдельным месяцам. Годовой расход теплоты потребителями района определяется по формуле

$$Q^{\text{год}} = Q_o^{\text{год}} + Q_v^{\text{год}} + Q_{\Gamma}^{\text{год}} + Q_{\tau}^{\text{год}}, \quad (2.34)$$

где $Q_o^{\text{год}}$, $Q_v^{\text{год}}$, $Q_{\Gamma}^{\text{год}}$, $Q_{\tau}^{\text{год}}$ — годовые расходы теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, технологические нужды.

Годовые расходы теплоты на отдельные виды теплового потребления могут быть рассчитаны по следующим формулам [99].

Годовой расход теплоты на отопление

$$Q_o^{\text{год}} = Q_o^{cp} \left[(n_o - n_d) + n_d \frac{t_{в,д} - t_n^{cp,o}}{t_{в,р} - t_n^{cp,o}} \right], \quad (2.35)$$

где Q_o^{cp} — средний расход теплоты за отопительный период, Дж/с или ккал/ч; n_o — продолжительность работы системы отопления, с/год или ч/год; для жилых и общественных зданий n_o — продолжительность отопительного периода (см. приложение 1) (для промышленных зданий при наличии внутренних тепловыделений продолжительность работы системы отопления меньше продолжительности отопительного периода); n_d — длительность работы дежурного отопления, с/год или ч/год; $t_{в,д}$ — температура внутреннего воздуха при работе дежурного отопления, °C.

Средний расход теплоты за отопительный период

$$Q_o^{cp} = Q_o' \frac{t_{в,р} - t_n^{cp,o}}{t_{в,р} - t_{н,о}}. \quad (2.36)$$

Для жилых и общественных зданий $Q_o' = Q'$, где Q' — расчетные теплотопотери здания при наружной температуре $t_{н,о}$.

Для промышленных зданий $Q'_o = Q' - Q_{т.в.}$, где $Q_{т.в.}$ — внутренние тепловыделения.

$t_{н}^{ср.о}$ — средняя температура отопительного периода для жилых и общественных зданий (см. приложение 1); для промышленных зданий $t_{н}^{ср.о}$ — средняя температура наружного воздуха за период работы отопления.

Средняя температура наружного воздуха за любой интервал отопительного периода определяется как частное от деления алгебраической суммы произведений средних температур отдельных периодов этого интервала на длительность этих периодов [99]:

$$t_{н}^{ср.о} = \frac{n_1 t_{н1}^{ср} + n_2 t_{н2}^{ср} + \dots + n_m t_{нm}^{ср}}{n_1 + n_2 + \dots + n_m}. \quad (2.37a)$$

Для жилых и общественных зданий $n_d = 0$ и (2.35) принимает вид

$$Q_o^{год} = Q_o^{ср} n_o. \quad (2.37b)$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию определяется по формуле

$$Q_o^{год} = Q'_в \left[n_v + \frac{t_{в.р} - t_{н}^{ср.в}}{t_{в.р} - t_{н.в}} (n_o - n_v) \right] \times \left[1 - \frac{n_d^в}{n_o} \right], \quad (2.38)$$

где $Q'_в$ — расчетный расход теплоты на вентиляцию, Дж/с или ккал/ч; n_v — продолжительность отопительного периода с температурой наружного воздуха $t_{н} \leq t_{н.в.}$, с/год или ч/год (при $t_{н.в.} = t_{н.о}$ $n_v = 0$); $n_d^в$ — длительность отопительного периода, когда вентиляция не работает, с/год или ч/год; $t_{н}^{ср.в}$ — средняя температура наружного воздуха за период от начала отопительного периода $t_{н} = t_{н.к}$ до $t_{н} = t_{н.в.}$

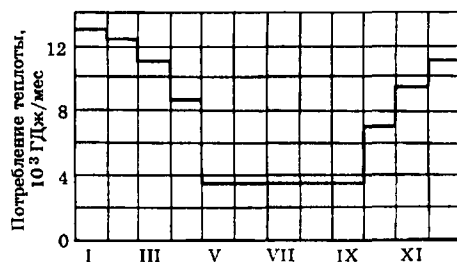


Рис. 2.5. Примерный график расхода теплоты по месяцам года

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_r^{год} = Q_r^{ср.н} \left[n_o + \beta \frac{t_r - t_{х.л}}{t_r - t_{х.з}} (n_r - n_o) \right], \quad (2.39)$$

где $Q_r^{ср.н}$ — средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение, Дж/с или ккал/ч; n_r , n_o — длительность работы системы горячего водоснабжения и продолжительность отопительного периода, с/год или ч/год; обычно $n_r = 30,2 \cdot 10^6$ с/год = 8400 ч/год; β — коэффициент, учитывающий изменение средненедельного расхода воды на горячее водоснабжение в неотапливаемый период по отношению к отопительному периоду; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать: $\beta = 0,8$ для жилищно-коммунального сектора всех районов, кроме курортных и южных городов; $\beta = 1,5$ для жилищно-коммунального сектора курортных и южных городов; $\beta = 1$ для промышленных предприятий.

Годовой расход теплоты на технологические нужды определяется на основе годового графика теплового потребления. Примерный график расхода теплоты по месяцам показан на рис. 2.5. При построении этого графика расход теплоты на отопление и вентиляцию определяется по среднемесячным наружным температурам. В приложении 6 приведены среднемесячные наружные температуры воздуха в ряде городов России и бывшего СССР.

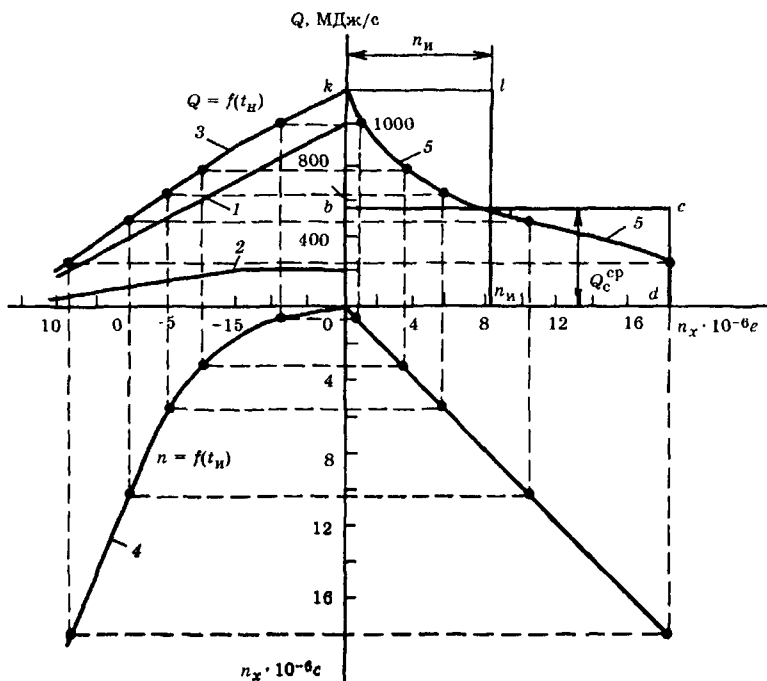


Рис. 2.6. Построение графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки

1 — $Q_0 = f(t_n)$, 2 — $Q_v = f(t_n)$; 3 — $(Q_0 + Q_v) = f(t_n)$, 4 — $n = f(t_n)$; 5 — график продолжительности сезонной тепловой нагрузки

График продолжительности тепловых нагрузок. Для установления экономического режима работы теплофикационного оборудования, выбора наиболее выгодных параметров теплоносителя, а также для других плановых и технико-экономических исследований необходимо знать длительность работы системы теплоснабжения при различных режимах в течение года. Для этой цели строятся графики продолжительности тепловой нагрузки (графики Россандера).

Метод построения графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки показан на рис. 2.6. Построение ведется в четырех квадрантах. В левом верхнем квадранте построены графики зависимости от наружной температуры t_n , тепловой нагрузки отопления Q_0 , вентиляции Q_v и суммарной сезонной нагрузки $(Q_0 + Q_v)$. В нижнем левом квадранте приведена кривая длительности стояния n в течение отопительного

периода наружных температур t_n , равных данной температуре или ниже. Эта кривая строится на основе данных приложения 4.

В нижнем правом квадранте проведена прямая линия под углом 45° к вертикальной и горизонтальной осям, используемая для переноса значений шкалы n из нижнего левого квадранта в верхний правый квадрант. График продолжительности тепловой нагрузки 5 строится для разных наружных температур t_n по точкам пересечения штриховых линий, определяющих тепловую нагрузку и длительность стояния нагрузок, равных или больше данной.

Площадь под кривой 5 продолжительности тепловой нагрузки равна расходу теплоты на отопление и вентиляцию за отопительный сезон $Q_c^{\text{год}}$. Если по оси абсцисс графика 5 продолжительности сезонной тепловой нагрузки построить равновеликий

прямоугольник $Obcd$ площадью, равной площади под графиком продолжительности, то высота этого прямоугольника будет равна среднему расходу теплоты за отопительный сезон:

$$Q_c^{cp} = Q_c^{год} / n_o, \quad (2.40)$$

где n_o — длительность отопительного сезона, с/год или ч/год.

Если на оси ординат графика 5 продолжительности тепловой нагрузки построить равновеликий прямоугольник $Obkl$ площадью, равной площади под графиком продолжительности, то основание этого прямоугольника будет равно длительности использования расчетной сезонной тепловой нагрузки за отопительный сезон:

$$n_n = Q_c^{год} / Q'_c, \quad (2.41)$$

где $Q'_c = Q'_o + Q'_в$.

При отсутствии более точных данных для ориентировочных расчетов можно принимать следующую длительность отопительного сезона:

Географическая часть страны	n_o , с/год	n_o , ч/год
Сибирь, Урал, север европейской части России	$19,8 \cdot 10^6$	5500
Средняя полоса европейской части России	$18 \cdot 10^6$	5000
Юг европейской части бывшего СССР (южнее Харькова)	$(14,4—16,2) \cdot 10^6$	4000—4500
Крым, Кавказ и юг Средней Азии	$(9—10,8) \cdot 10^6$	2500—3000

В том случае, когда отопительная или вентиляционная нагрузка изменяется по часам суток или дням недели, например, когда в нерабочие часы промышленные предпри-

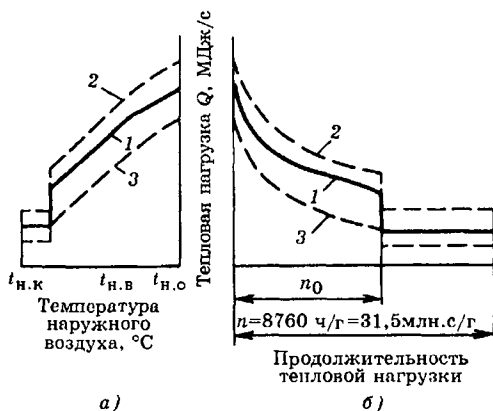


Рис. 2.7. Интегральный график суммарной нагрузки района

a — $Q = f(t_n)$; b — график продолжительности тепловой нагрузки, 1 — среднечасовая за неделю суммарная нагрузка; 2 — максимально-часовая суммарная нагрузка, 3 — минимально-часовая суммарная нагрузка

ятия переводятся на дежурное отопление или вентиляция промышленных предприятий работает некруглосуточно, на график наносят три кривые расходов теплоты: одну (обычно сплошная линия) исходя из среднего при данной наружной температуре расхода теплоты за неделю на отопление и вентиляцию; две (обычно пунктир) исходя из максимальной и минимальной нагрузок на отопление и вентиляцию при этой же наружной температуре t_n . Такое построение показано на рис. 2.7.

Годовой расход теплоты на отопление можно исчислять с небольшой погрешностью без точного учета повторяемости температур наружного воздуха за отопительный сезон, приняв средний расход теплоты на отопление за сезон равной 50 % расхода теплоты на отопление при расчетной наружной температуре $t_{н.о}$. Если известен годовой расход теплоты на отопление, то, зная длительность отопительного сезона, легко определить средний расход теплоты. Максимальный расход теплоты на отопление можно для ориентировочных расчетов принимать равным удвоенному среднему расходу.

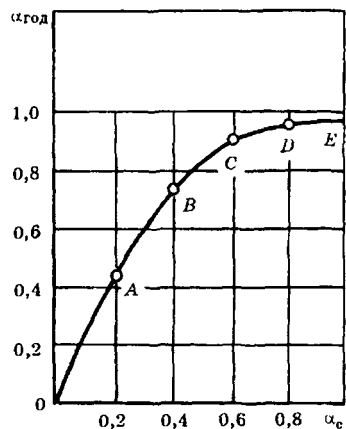
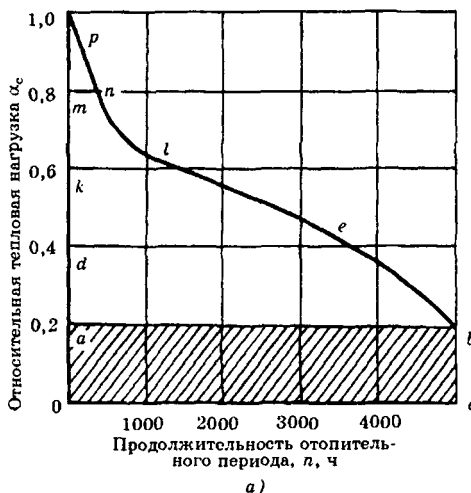


Рис. 2.8. Построение интегрального графика отопительной нагрузки

a — график продолжительности отопительной нагрузки $\alpha_c = f(n)$; *б* — интегральный график $\alpha_{\text{год}} = f(\alpha_c)$

В том случае, когда тепловая нагрузка района обеспечивается теплотой из различных источников, для определения степени их участия в покрытии годового расхода теплоты удобно пользоваться интегральным графиком $\alpha_{\text{год}} = f(\alpha_c)$, где $\alpha_c = Q_i / Q'_c$ — отношение тепловой нагрузки источника Q_i к расчетной нагрузке района Q'_c , т.е. к нагрузке района при наружной температуре $t_{\text{н.о}}$; $\alpha_{\text{год}} = Q_i^{\text{год}} / Q_c^{\text{год}}$ — отношение количества теплоты, отпускаемой за отопительный сезон источником, имеющим расчетную производительность Q_p , к суммарному расходу теплоты за сезон $Q_c^{\text{год}}$.

Интегральный график $\alpha_{\text{год}} = f(\alpha_c)$ строится на основе графика продолжительности тепловой нагрузки. Для этой цели график продолжительности тепловой нагрузки (рис. 2.8, *a*) делят горизонтальными линиями через равные интервалы по оси ординат на ряд площадок и определяют отношение размеров этих площадок ко всей площади графика продолжительности, равной расходу теплоты за сезон. Полученные данные наносят на интегральный график (рис. 2.8, *б*).

Как видно из рис. 2.8, *a*, вся площадь $Opnlebc0$ под графиком продолжительности разбита горизонтальными линиями ab , de , kl и mn на ряд площадок. Площадь $0abc0$ равна расходу теплоты от источника, мощность которого равна 20 % расчетного расхода теплоты, т.е. $\alpha_c = 0,2$.

Отношение площади $0abc0$ ко всей площади графика продолжительности $Opnlebc0$ $\alpha_{\text{год}} = 0,2$. На интегральном графике (см. рис. 2.8, *б*) этому значению $\alpha_{\text{год}}$ соответствует точка *A*. Далее рассматривается относительная нагрузка $\alpha_c = 0,4$. Ей соответствует площадь графика $0debc0$, составляющая 72 % площади графика продолжительности $\alpha_{\text{год}} = 0,72$. На интегральном графике этой нагрузке соответствует точка *B*. Таким же способом наносятся на интегральный график $0ABCDE$ и остальные точки.

Интегральные графики сезонной тепловой нагрузки обладают свойством универсальности. Интегральный график, построенный для одного какого-либо географического пункта, может быть использован с достаточной для практических целей точностью для всего климатического пояса. Например, приведенный на рис. 2.8, *б* инте-

гральный график, построенный для отопительной нагрузки Москвы, может быть использован для всей средней полосы европейской части России.

С помощью интегрального графика легко установить годовую подачу теплоты различными источниками теплоснабжения. Например, если отопительная нагрузка района обеспечивается двумя источниками теплоты, из которых один, более экономичный, имеет мощность, равную 60 % максимального теплового потребления района ($\alpha_c = 0,6$), а другой, менее экономичный, способен покрыть недостающие 40 % максимального теплового потребления, то, как видно из рис. 2.8, первый может обеспечить 92 % годового расхода теплоты ($\alpha_{\text{год}} = 0,92$) (площадь *Oklbс0* графика продолжительности), а второй — только 8 % годового расхода теплоты (площадь *kplk*).

Расход теплоты на технологические нужды и горячее водоснабжение в отличие от расхода на отопление и вентиляцию не является функцией наружной температуры.

Для построения графика продолжительности суммарной нагрузки за отопительный сезон находят для разных наружных температур суммарную средненедельную нагрузку по всем видам теплового потребления:

$$Q^{\text{ср н}} = Q_o + Q_{\text{в}}^{\text{ср н}} + Q_{\text{г}}^{\text{ср н}} + Q_{\text{т}}^{\text{ср н}}. \quad (2.42)$$

На основе найденных значений $Q^{\text{ср н}}$ для разных наружных температур и климатологических данных о длительности стояния различных наружных температур строится по изложенной выше методике график продолжительности суммарной тепловой нагрузки за отопительный сезон.

В летний период основным видом теплового потребления являются технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Средненедельное значение этой нагрузки постоянно.

Средненедельная нагрузка горячего водоснабжения района в летний период определяется по формуле [99]

$$Q_{\text{г л}}^{\text{ср н}} = Q_{\text{г з}}^{\text{ср н}} \Phi_{\text{г}}^{\text{л}} \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}^{\text{л}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}^{\text{з}}} \frac{n_{\text{год}} - n_o - n_{\text{р}}}{n_{\text{год}} - n_o}, \quad (2.43)$$

где $Q_{\text{г з}}^{\text{ср н}}$ — средненедельная нагрузка горячего водоснабжения в зимний период, Дж/с или ккал/ч; $n_{\text{год}}$, n_o , $n_{\text{р}}$ — продолжительность года, отопительного сезона, длительность ежегодного планового отключения тепловых потребителей на ремонт, с/год или ч/год ($n_{\text{год}} = 31,5 \cdot 10^6 \text{ с/год} = 8750 \text{ ч/год}$).

Площадь, ограниченная осями координат и графиком продолжительности суммарной нагрузки $Q^{\text{ср н}}$, равна годовому расходу теплоты потребителями района.

На рис. 2.7, б сплошной линией 1 изображен тепловой график продолжительности суммарной тепловой нагрузки района, в которую входят отопление, вентиляция и бытовая нагрузка горячего водоснабжения. График построен по значениям средненедельной суммарной тепловой нагрузки. Линия 2 показывает возможные кратковременные максимумы нагрузки, линия 3 — возможные минимумы нагрузки. Площадь графика под линией 1 равна годовому расходу теплоты потребителями района.

Для определения расхода теплоты от источника необходимо к расходу теплоты у потребителей прибавить тепловые потери в сети.

Для ориентировочного расчета тепловых нагрузок вновь застраиваемых районов могут быть использованы следующие данные.

Средняя плотность населения во вновь застраиваемых кварталах городов при современной смешанной застройке 5-, 9- и 16-этажными зданиями 350 чел. на 1 га (10 тыс. м²).

Расчетная теплоплотность на 1 га.

Сибирь, Урал, север европейской части бывшего СССР 1 МДж/с = 0,86 Гкал/ч и 10 600 ГДж/год = 2500 Гкал/год;

средняя полоса европейской части бывшего СССР и северная часть Средней Азии 0,9 МДж/с = 0,77 Гкал/ч и 8800 ГДж/год = 2100 Гкал/год;

юг европейской части бывшего СССР, южнее Харькова $0,8 \text{ МДж/с} = 0,69 \text{ Гкал/ч}$ и $7300 \text{ ГДж/год} = 1750 \text{ Гкал/год}$.

В приложениях 7 и 8 приведены расчетная тепловая нагрузка и годовые расходы теплоты на одного жителя. Этими данными можно пользоваться для ориентировочных расчетов при отсутствии более точных сведений.

Контрольные вопросы и задания

1. Как определяется удельная (отнесенная к 1 м^3 наружного объема здания) теплопотеря теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур 1°C ? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
2. Выведите уравнение для расчета оптимальных (по минимуму теплопотерь) размеров здания заданного объема при заданных средних коэффициентах теплопередачи вертикальных и горизонтальных ограждений.
3. Что такое коэффициент инфильтрации? Как он определяется? Почему коэффициент инфильтрации зависит от наружной температуры?
4. Напишите уравнение теплового равновесия здания и объясните значения входящих в него величин.
5. Что понимается под расчетными значениями наружной температуры для отопления $t_{н.о}$ и для вентиляции $t_{н.в}$? Как эти температуры определяются?
6. Как определяется годовой расход теплоты на отопление района? Почему применение дежурного отопления на промышленных предприятиях снижает годовой расход теплоты на отопление?
7. Как определяется годовой расход теплоты на вентиляцию? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
8. Как определяется годовой расход теплоты на горячее водоснабжение района? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
9. Как строится годовой график продолжительности сезонной тепловой нагрузки по заданным зависимостям расходов теплоты на отопление и вентиляцию от наружной температуры? Как с помощью графика продолжительности определяется длительность использования тепловой мощности разных источников теплоты, работающих в общей системе?
10. Почему в районах с более низкой расчетной наружной температурой для отопления $t_{н.о}$ необходимо обеспечивать более низкие значения коэффициентов теплопередачи наружных ограждений жилых и общественных зданий?

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основное назначение любой системы теплоснабжения состоит в обеспечении потребителей необходимым количеством теплоты требуемого качества (т.е. теплоносителем требуемых параметров).

В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на *децентрализованные и централизованные*.

В децентрализованных системах источник теплоты и теплоприемники потребителей либо совмещены в одном агрегате, либо размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприемников может осуществляться практически без промежуточного звена — тепловой сети.

Системы децентрализованного теплоснабжения разделяются на индивидуальные и местные.

В индивидуальных системах теплоснабжение каждого помещения (участка цеха, комнаты, квартиры) обеспечивается от отдельного источника. К таким системам, в частности, относятся печное и поквартирное отопление. В местных системах теплоснабжение каждого здания обеспечивается от отдельного источника теплоты, обычно от местной или индивидуальной котельной. К этой системе, в частности, относится так называемое центральное отопление зданий.

В системах централизованного теплоснабжения источник теплоты и теплоприемники потребителей размещены раздель-

но, часто на значительном расстоянии, поэтому теплота от источника до потребителей передается по тепловым сетям.

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения можно разделить на следующие четыре группы:

групповое — теплоснабжение от одного источника группы зданий;

районное — теплоснабжение от одного источника нескольких групп зданий (района);

городское — теплоснабжение от одного источника нескольких районов;

межгородское — теплоснабжение от одного источника нескольких городов.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций: 1) подготовки теплоносителя; 2) транспортировки теплоносителя; 3) использования теплоносителя.

Подготовка теплоносителя проводится в специальных так называемых теплоподготовительных установках на ТЭЦ, а также в городских, районных, групповых (квартирных) или промышленных котельных.

Транспортируется теплоноситель по тепловым сетям. Используется теплоноситель в теплоприемниках потребителей. Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспортировки и использования теплоносителя, составляет *систему централизованного теплоснабжения*. Для транспорта теплоты применяются, как правило, два теплоносителя: вода и водяной

пар. Для удовлетворения сезонной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоносителя используется обычно вода, для промышленной технологической нагрузки — пар.

Для передачи теплоты на расстояния, измеряемые многими десятками и даже сотнями километров (100—150 км и более), могут использоваться системы транспорта теплоты в химически связанном состоянии.

3.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ

Основная часть тепловой нагрузки удовлетворяется при теплофикации отработавшей при выработке электроэнергии теплотой от установленных на ТЭЦ теплофикационных турбоагрегатов, в которых электрическая энергия вырабатывается главным образом комбинированным методом.

На современных ТЭЦ, работающих на органическом топливе (ОТЭЦ), устанавливаются, как правило, теплофикационные турбины большой единичной электрической мощности (50—250 МВт) на высокие и сверхкритические начальные параметры пара (13 и 24 МПа) двух основных типов: а) конденсационные с отбором пара (Т и ПТ); б) с противодавлением (Р). Основные параметры теплофикационных турбин серийного производства приведены в приложении 15.

В районах, располагающих природным газом как базовым топливом, применяются газотурбинные, а также парогазовые теплофикационные установки с использованием в качестве паровой ступени серийных паротурбинных установок.

На рис. 3.1 показаны принципиальные тепловые схемы паротурбинных установок ТЭЦ на органическом топливе с начальными параметрами пара 13 МПа, 565 °С, оборудованные конденсационными турбинами с отбором пара.

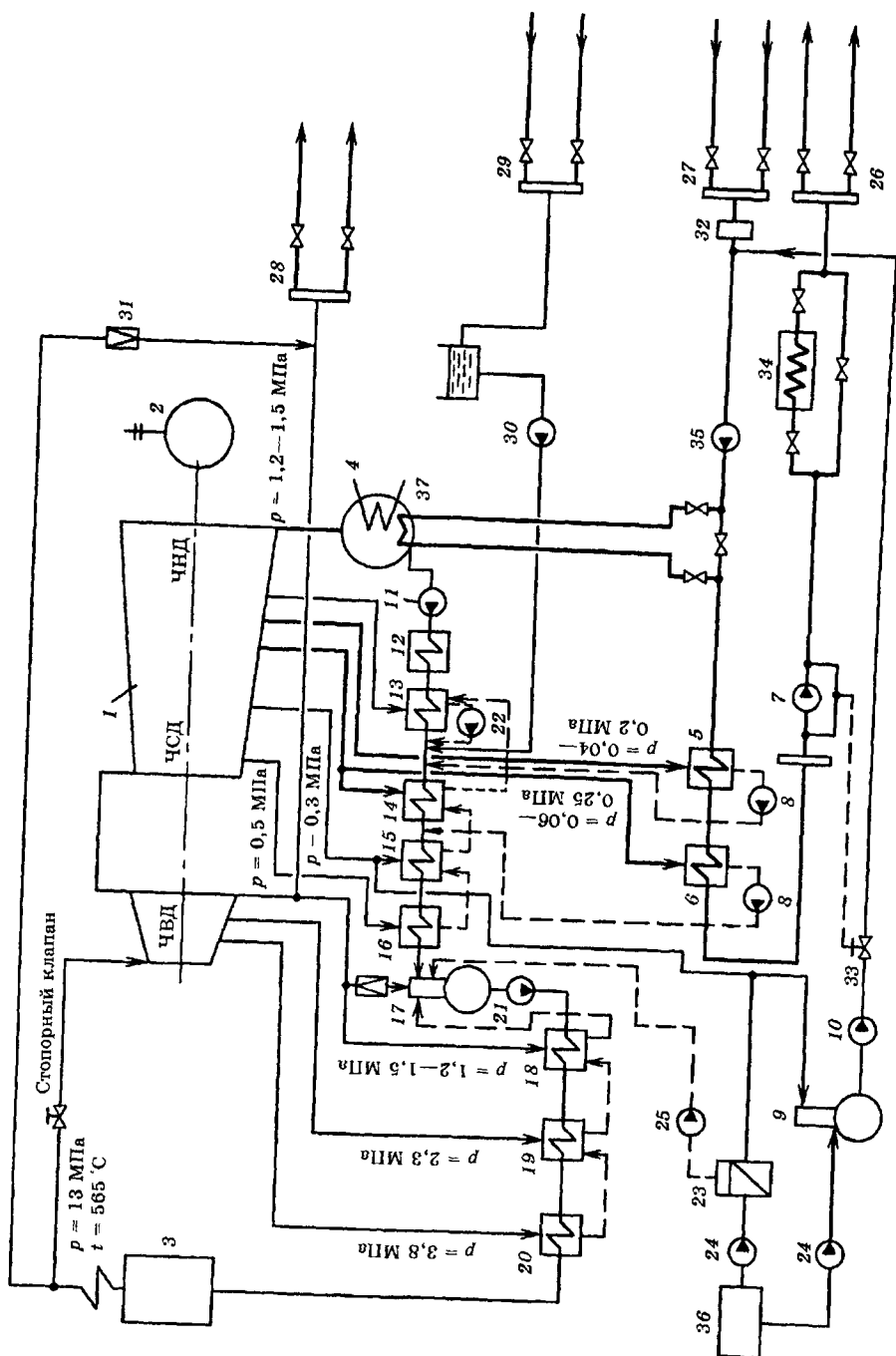
В теплоподготовительной установке ТЭЦ с турбинами типа ПТ (рис. 3.1, а) от

турбины 1, на валу которой находится электрогенератор 2, отработавшая при выработке электроэнергии теплота отводится для централизованного теплоснабжения при двух уровнях давлений. Отработавший пар повышенного давления (примерно 1,2—1,5 МПа) отводится из так называемого производственного отбора турбины. Этот пар через коллектор 28 подается по паровым сетям потребителям и используется ими главным образом для технологических целей. В качестве резерва на случай остановки турбины предусмотрена подача пара в коллектор 28 из энергетического котла 3 через редукционно-охладительную установку (РОУ) 31. Конденсат от потребителей поступает на ТЭЦ через коллектор 29. Сначала конденсат подается для контроля в сборный бак, а затем из него конденсатным насосом 30 перекачивается через регенеративные подогреватели низкого давления (ПНД) 14—16 в станционный деаэратор 17.

Отработавший пар низкого давления (около 0,05—0,25 МПа) отводится из так называемых теплофикационных отборов турбины. Этот пар используется на ТЭЦ для подогрева сетевой воды, циркулирующей в тепловой сети.

На современных ТЭЦ подогрев сетевой воды в зимний период проводится обычно в трех или четырех последовательно включенных ступенях подогрева.

Возвращаемая из тепловой сети охлажденная (обратная) вода поступает через обратный коллектор 27 в бустерный (вспомогательный) насос 35 и подается им в трубный пучок 37 конденсатора для предварительного подогрева сетевой воды отработавшим паром, поступающим в конденсатор 4. Из трубного пучка конденсатора сетевая вода поступает в два последовательно включенных сетевых подогревателя 5 и 6, питаемых паром из нижнего и верхнего теплофикационных отборов. Затем сетевая вода поступает в сетевой насос 7 и подается им непосредственно или через пиковый во-



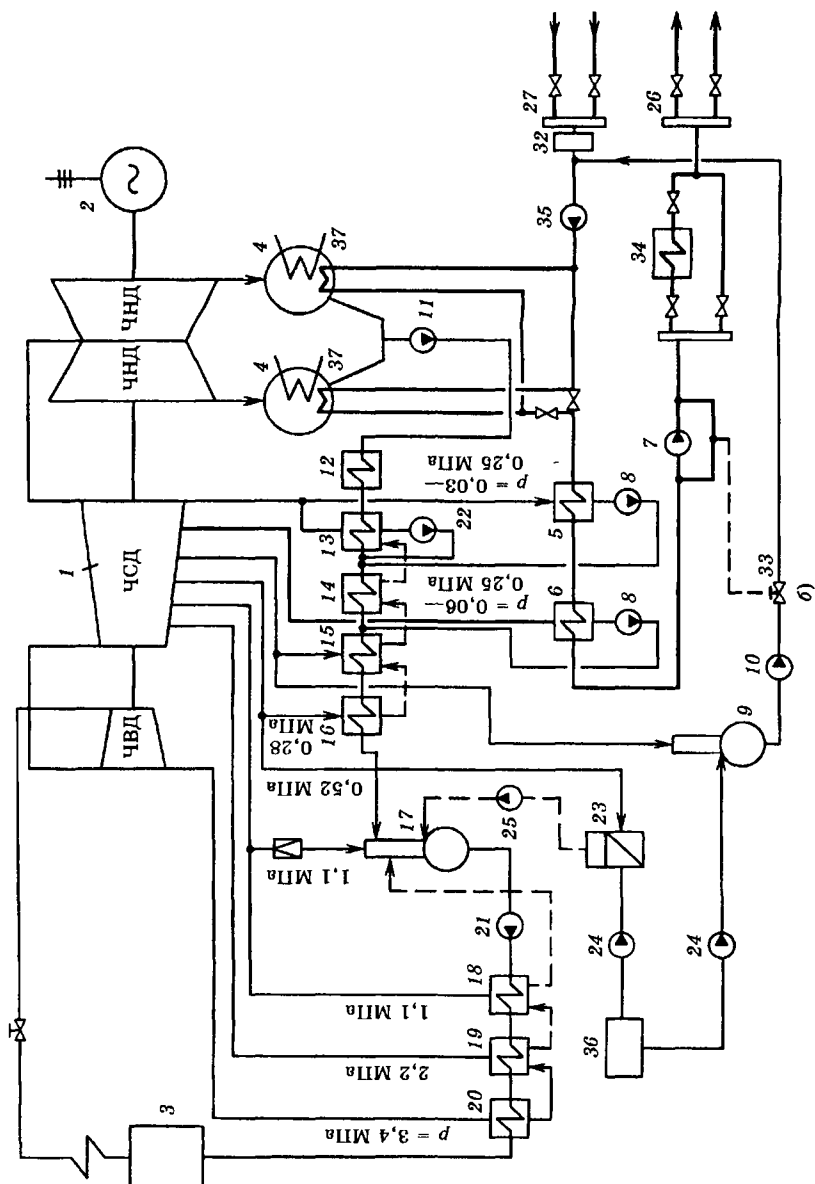


Рис. 3.1. Принципиальная тепловая схема теплоподготовительной установки ТЭЦ на органическом топливе

а — с турбинами типа ПТ; б — с турбинами типа Т; 1 — турбина; 2 — турбина; 3 — турбина; 4 — турбина; 5, 6 — турбины подогревателя нижней и верхней ступеней; 7 — сетевой насос; 8 — конденсатные насосы теплофикационных подогревателей; 9 — деаэрактор подпиточной воды; 10 — подпиточный насос; 11 — регенеративные насосы теплофикационных подогревателей; 12 — регенеративные насосы теплофикационных подогревателей; 13 — 16 — регенеративные насосы теплофикационных подогревателей; 17 — деаэрактор; 18—20 — регенеративные насосы теплофикационных подогревателей; 21 — питательный насос; 22 — конденсатный насос регенеративных подогревателей; 23 — испарительная установка; 24 — насосы химводоочистки; 25 — подпиточный насос станции; 26, 27 — коллекторы воляной теплоты подающий и обратный; 28, 29 — регулятор и конденсатный коллекторы; 30 — конденсатный насос; 31 — редукционно-охладительная установка; 32 — фильтр-грязевик; 33 — регулятор подпитки; 34 — пиковый котел; 35 — бустерный насос; 36 — химводоочистка; 37 — встроенный пучок в конденсаторе

догрейный котел 34 в подающую магистраль тепловой сети через подающий коллектор 26.

Подогрев сетевой воды в пиковом обычном водогрейном котле 34 производится только при тех режимах, при которых температура сетевой воды на выходе из верхнего теплофикационного подогревателя 6 недостаточна для удовлетворения тепловой нагрузки присоединенных абонентов. Обычно такие режимы характерны для отопительного периода при низких наружных температурах.

Конденсат отработавшего пара поступает из конденсатора 4 в конденсатный насос 11 и подается им через регенеративные подогреватели низкого давления 13—16 в деаэратор 17, откуда он забирается питательным насосом 21 и подается им через систему регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) 18—20 в котел 3.

В водяных тепловых сетях всегда имеет место утечка теплоносителя через различного рода неплотности. Эта утечка должна восполняться химически очищенной деаэрированной водой. Для этой цели вода из водопровода поступает на химводоочистку 36, откуда подается насосом 24 в деаэратор 9, обогреваемый отработавшим паром из турбины. В схемах на рис. 3.1 показан атмосферный деаэратор подпиточной воды. Такие решения принимаются обычно в закрытых системах теплоснабжения, в которых подпитка (добавка) сетевой воды невелика. Из деаэратора вода поступает в подпиточный насос 10 и подается им через регулирующий клапан 33 во всасывающую линию бустерного насоса 35. Импульсом для регулятора подпитки является изменение давления в одной из точек циркуляционного контура тепловой сети. Наиболее удобно импульс брать от какой-либо точки на перемычке, соединяющей нагнетательный и всасывающий патрубки сетевого насоса 7. Когда утечка превышает подпитку, давление в импульсной точке снижается. Это

приводит к открытию регулирующего клапана 33 и увеличению подпитки. Когда утечка становится меньше расхода подпитки, давление в импульсной точке возрастает, клапан 33 прикрывается и подпитка уменьшается.

Теплоподготовительные установки ТЭЦ оборудуются иногда вакуумными деаэраторами подпиточной воды. Такие установки применяются обычно в открытых системах теплоснабжения¹, в которых расход подпиточной воды значителен.

Водогрейные котельные (рис. 3.2) часто сооружаются во вновь застраиваемых районах до ввода в действие ТЭЦ и магистральных тепловых сетей от ТЭЦ до указанных котельных. Таким образом, подготавливается тепловая нагрузка для ТЭЦ, чтобы к моменту ввода в эксплуатацию теплофикационных турбин их отборы были по возможности полностью загружены. После ввода в действие ТЭЦ и магистральных тепловых сетей от них до котельных последние обычно используются в качестве пиковых или резервных источников теплоты. Основные характеристики стальных водогрейных котлов серийного производства приведены в приложении 16.

Паровые котельные (рис. 3.3) могут быть использованы для отпуска теплоты как с паром, так и с горячей водой. Подогрев сетевой воды паром производится в пароводяных подогревателях. При работе на твердом топливе паровые котельные с пароводяными подогревателями сетевой воды обладают большей маневренностью и надежностью в эксплуатации по сравнению с водогрейными. Основные характеристики паровых котлов низкого и среднего давления серийного производства приведены в приложении 17.

На рис. 3.4 показана принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭЦ

¹ Более подробно см. §3.3

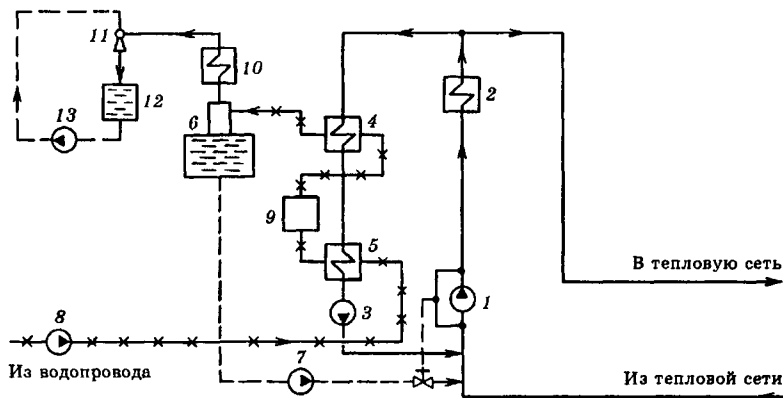


Рис. 3.2. Принципиальная схема водогрейной котельной

1 — сетевой насос; 2 — водогрейный котел; 3 — циркуляционный насос; 4 — подогреватель химически очищенной воды; 5 — подогреватель сырой воды; 6 — вакуумный деаэратор; 7 — подпиточный насос; 8 — насос сырой воды; 9 — химводоподготовка; 10 — охладитель выпара; 11 — водоструйный эжектор; 12 — расходный бак эжектора; 13 — эжекторный насос

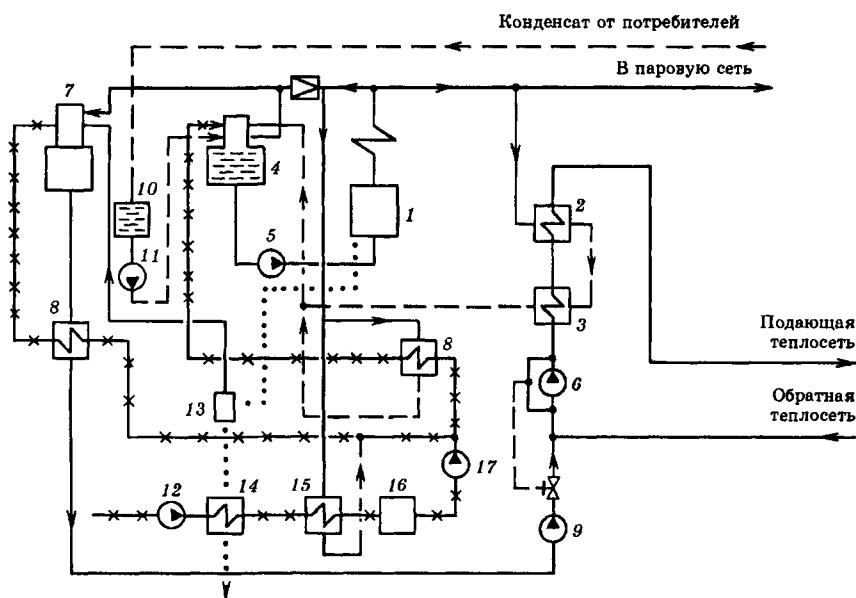


Рис. 3.3. Принципиальная тепловая схема паровой котельной

1 — паровой котел низкого давления; 2 — пароводяной подогреватель сетевой воды; 3 — охладитель конденсата; 4 — деаэратор питательной воды котла; 5 — питательный насос; 6 — сетевой насос; 7 — деаэратор подпиточной воды; 8 — подогреватели химически очищенной воды; 9 — подпиточный насос; 10 — сборный бак конденсата; 11 — конденсатный насос; 12 — насос сырой воды; 13 — сепаратор продувочной воды; 14 — охладитель продувочной воды; 15 — пароводяной подогреватель сырой воды; 16 — химводоподготовка; 17 — насос химически очищенной воды

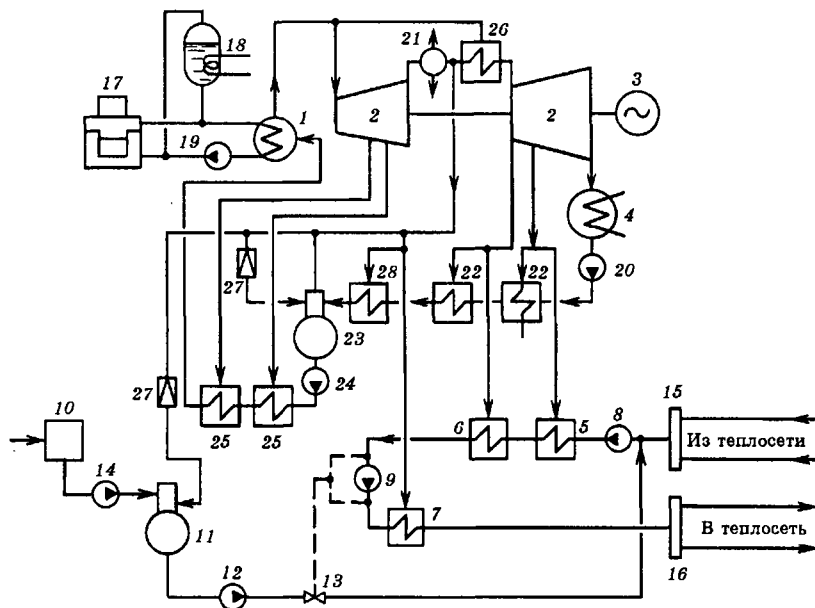


Рис. 3.4. Принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭЦ (АТЭЦ) с реактором ВВЭР

1 — парогенератор; 2 — паровая турбина; 3 — электрический генератор; 4 — конденсатор; 5—7 — теплофикационные подогреватели соответственно нижней, средней и верхней ступеней; 8 — бустерный насос; 9 — сепаратор; 10 — химводоподготовка; 11 — деаэрактор подпиточной воды; 12 — подпиточный насос; 13 — регулятор подпитки; 14 — насос химводоподготовки; 15, 16 — обратный и подающий коллекторы сетевой воды; 17 — ядерный реактор; 18 — компенсатор объема; 19 — насос промежуточного контура; 20 — конденсатный насос; 21 — сепаратор влаги; 22 — регенеративные подогреватели низкого давления; 23 — деаэрактор; 24 — питательный насос; 25 — регенеративные подогреватели высокого давления; 26 — пароперегреватель; 27 — редукторы; 28 — регенеративный подогреватель среднего давления

(АТЭЦ) с реакторами типа ВВЭР или В и конденсационными турбинами с отбором пара (типа Т или ТК).

Между реактором 17 и парогенератором 1 включен промежуточный контур. В парогенераторе вырабатывается «чистый» пар, т.е. пар, не загрязненный радиоактивными веществами. Это обстоятельство позволяет существенно упростить схему и оборудование теплоподготовительной установки АТЭЦ, так как пар, отработавший в турбине, может быть использован в теплофикационных пароводяных подогревателях 5—7 для непосредственного подогрева сетевой воды. При паре, загрязненном радиоактивными веществами, такое решение не допускается из-за опасности радиоактивного загрязнения сетевой воды при нарушении плотности трубной системы пароводяных подогревателей.

В связи с размещением АТЭЦ на значительном расстоянии от городов экономически оправдано существенное повышение расчетной температуры воды в подающей линии транзитной магистрали (коллектор 16) с целью снижения расчетного расхода теплоносителя, а следовательно, и диаметров или количества транзитных тепловодов. Поэтому в ряде случаев для подогрева сетевой воды на АТЭЦ используется не только отработавший пар из отопительных отборов давлением 0,05—0,25 МПа (подогреватели 5 и 6), но и отработавший пар более высокого давления (0,6—0,8 МПа) из так называемого разделительного отсека, в котором обычно устанавливаются сепаратор влаги 21 и промежуточный пароперегреватель 26 на основном потоке пара. Принципиальное отличие схемы подогрева сетевой воды на АТЭЦ от схемы, приведенной на рис. 3.1, заключается в наличии сетевого подог-

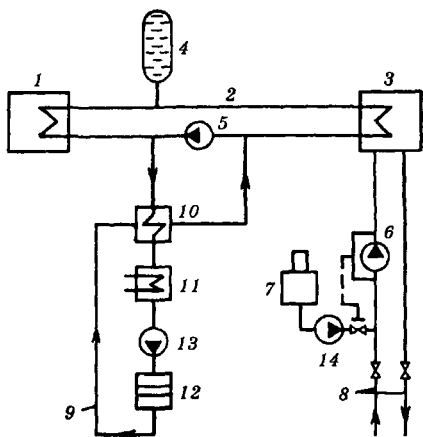


Рис. 3.5. Принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной станции теплоснабжения (АСТ)

1 — ядерный реактор; 2 — второй контур; 3 — подогреватель сетевой воды; 4 — компенсатор объема; 5 — насос второго контура; 6 — сетевой насос; 7 — деаэрактор подпиточной воды; 8 — тепловая сеть; 9 — система продувки второго контура; 10 — подогреватель очищенной воды; 11 — охладитель продувочной воды; 12 — фильтр; 13 — насос системы продувки; 14 — подпиточный насос тепловой сети

ревателя верхней ступени 7, питаемого паром из разделительного отсека.

При установке на АТЭС реакторов, вырабатывающих пар, не защищенный от загрязнений радиоактивными веществами (например, реакторов РБМК), схема теплофикационной установки существенно усложняется, так как для защиты сетевой воды от загрязнения радиоактивными веществами приходится между греющим паром и нагреваемой сетевой водой включать промежуточные контуры. Включение промежуточных контуров на паре из отборов турбин приводит одновременно к снижению удельной комбинированной выработки электрической энергии из-за дополнительных необратимых потерь в теплообменных аппаратах промежуточного контура.

На рис. 3.5 показана принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной станции теплоснабжения (атомной котельной). Теплота, выделившаяся в ядерном реакторе 1, передается с помощью теплоносителя (воды) через промежуточный контур 2 в подогреватель

сетевой воды 3. Циркуляция теплоносителя в промежуточном контуре осуществляется насосом 5. Статическое давление в промежуточном контуре поддерживается с помощью компенсатора объема 4. Циркуляция сетевой воды в тепловой сети осуществляется насосом 6. Поддержание статического давления в тепловой сети и компенсация утечек сетевой воды производится с помощью подпиточного насоса 14. Водоподготовка и деаэрация подпиточной воды обеспечиваются системой 7.

Давление циркуляционной воды в промежуточном контуре поддерживается на более низком уровне по сравнению с давлением греющей среды в реакторе 1 и по сравнению с давлением сетевой воды в подогревателе 3. Поэтому в случае возникновения каких-либо неплотностей в подогревательной системе реактора 1 продукты разделения, проникшие в промежуточный контур, не могут поступить в тепловую сеть.

В случае неплотностей в подогревателе 3 сетевая вода поступает в промежуточный контур 2, но не может попасть в реактор 1. Загрязнения, попавшие в промежуточный контур при неплотностях в подогревательных системах, выводятся из него с помощью системы продувки 9.

Для обеспечения устойчивой работы системы продувки вода, отбираемая для продувки, охлаждается перед поступлением в фильтр 12. Очищенная вода перед поступлением в промежуточный контур вновь подогревается в теплообменнике 10.

По виду теплоносителя системы централизованного теплоснабжения разделяются на водяные и паровые.

3.3. ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ

Водяные системы теплоснабжения применяются двух типов: закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые). В закрытых системах сетевая вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель, но из сети не отбирается.

В открытых системах сетевая вода частично (редко полностью) разбирается у абонентов для горячего водоснабжения.

В зависимости от числа трубопроводов, используемых для теплоснабжения данной

группы потребителей, водяные системы делятся на одно-, двух-, трех- и много-трубные. Минимальное число трубопроводов для открытой системы один, а для закрытой системы — два.

Наиболее простой и перспективной для транспорта на большие расстояния является одноконтурная бесшлаковая система теплоснабжения. Ее можно применить в том случае, когда обеспечивается равенство расходов сетевой воды, требуемых для удовлетворения отопительно-вентиляционной нагрузки и для горячего водоснабжения абонентов данного города или района [76].

Для теплоснабжения городов в большинстве случаев применяются двухтрубные водяные системы, в которых тепловая сеть состоит из двух трубопроводов: подающего и обратного. По подающему трубопроводу горячая вода подводится от станции к абонентам, по обратному трубопроводу охлажденная вода возвращается на станцию.

Преимущественное применение в городах двухтрубных систем объясняется тем, что эти системы по сравнению с многотрубными требуют меньших начальных вложений и дешевле в эксплуатации. Двухтрубные системы применимы в тех случаях, когда всем потребителям района требуется теплота примерно одного потенциала. Такие условия обычно имеют место в городах, где вся тепловая нагрузка (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение) может быть удовлетворена в основном теплотой низкого потенциала.

В промышленных районах, где имеется технологическая тепловая нагрузка повышенного потенциала, могут применяться трехтрубные системы [53], в которых два трубопровода используются как подающие, а третий трубопровод является обратным. К каждому подающему трубопроводу присоединяются однородные по потенциалу и режиму тепловые нагрузки. В промышленных районах обычно к одному подающему

трубопроводу присоединяются отопительные и вентиляционные установки (сезонная нагрузка), а к другому — технологические установки и установки горячего водоснабжения. При таком решении упрощаются методы регулирования отпуска теплоты от ТЭЦ.

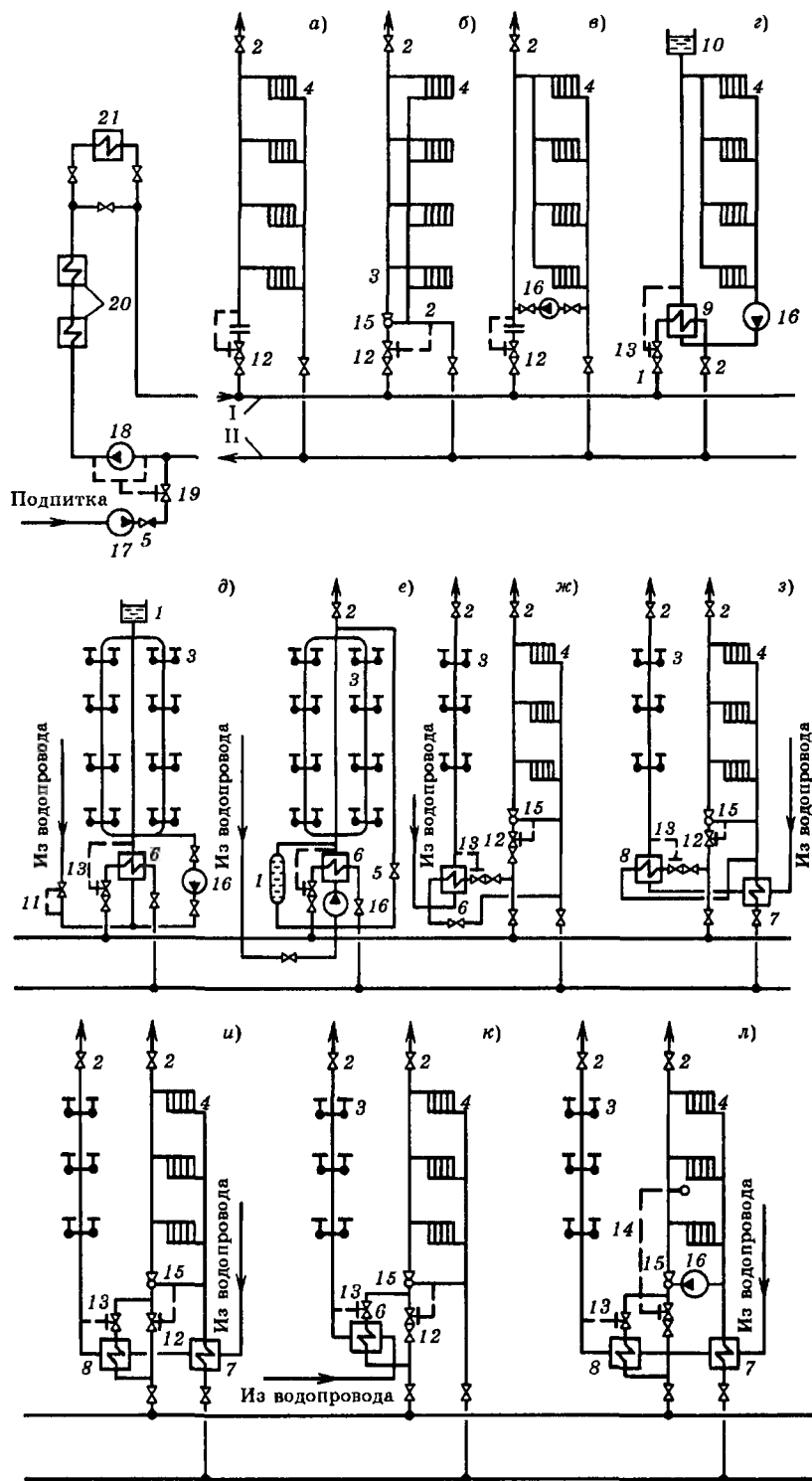
Закрытые системы. Число параллельных трубопроводов в закрытой системе должно быть не меньше двух, так как после отдачи теплоты в абонентских установках теплоноситель должен быть возвращен на станцию. На рис. 3.6 показана закрытая двухтрубная водяная система. По подающему трубопроводу I тепловой сети вода поступает в абонентские установки, а по обратному трубопроводу II охлажденная вода возвращается на ТЭЦ.

В зависимости от характера тепловых нагрузок абонента и режима работы тепловой сети выбираются схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети. На рис. 3.6 показаны различные схемы присоединения абонентов к водяной тепловой сети. Схемы а—г показывают присоединение отопительных установок, схемы д, е — присоединение установок горячего водоснабжения, а схемы ж—м показывают совместное присоединение в одном узле отопительной установки и установки горячего водоснабжения, схема н — совместное присоединение отопительной установки и вентиляции.

Такие устройства, обслуживающие отдельные здания, называются абонентскими вводами, местными тепловыми пунктами или местными тепловыми подстанциями (МТП).

Для обозначения различных схем присоединения отопительных и вентиляционных установок и установок горячего водоснабжения к тепловой сети в книге принята следующая индексация:

отопительные установки О: зависимая схема (З); зависимая со струйным смешением (ЗСС); зависимая с насосным смешением



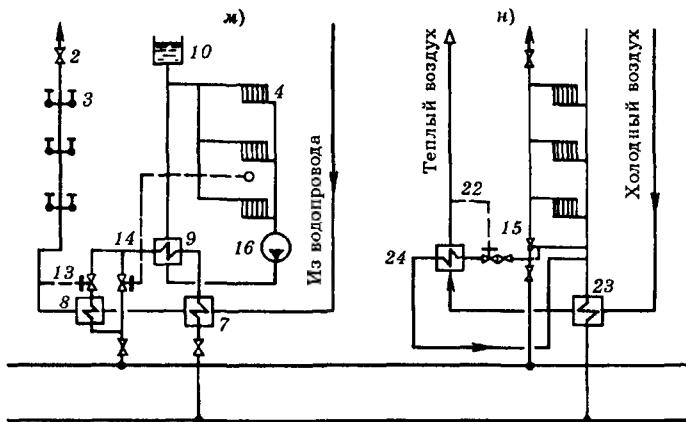


Рис. 3.6. Закрытая двухтрубная водяная система теплоснабжения

Схемы присоединений: а — О(З); б — О(ЗСС); в — О(ЗНС); г — О(Н); д — Г(АВ); е — Г(АН); ж — О(ЗСС) Г(П); з — О(ЗСС) Г(ДС); и — О(ЗСС) Г(ДП); к — О(ЗСС) Г(ПР); л — О(ЗССНС) Г(ДП); м — О(Н) Г(ДП); н — О(ЗСС) В(ДС); 1 — аккумулятор горячей воды; 2 — воздушный кран; 3 — водоразборный кран; 4 — нагревательный прибор; 5 — обратный клапан; 6 — подогреватель горячего водоснабжения одноступенчатый; 7, 8 — подогреватели горячего водоснабжения нижней и верхней ступеней; 9 — отопительный подогреватель; 10 — расширительный сосуд; 11 — регулятор давления; 12 — регулятор расхода; 13 — регулятор температуры воды; 14 — регулятор отопления; 15 — элеватор; 16 — насос; 17 — подпиточный насос; 18 — сетевой насос; 19 — регулятор подпитки; 20 — подогреватели сетевой воды; 21 — пиковый котел; 22 — регулятор температуры воздуха; 23, 24 — воздушные калориферы нижней и верхней ступеней

ем (ЗНС); независимая (Н). Например, О(ЗНС) обозначает отопительную установку, присоединенную по зависимой схеме с насосным смешением; установки горячего водоснабжения Г: параллельная (П); предвключенная (ПР); двухступенчатая смешанная (ДС); двухступенчатая последовательная (ДП); непосредственный водоразбор (НВ). Например, Г(ДП) обозначает присоединение установок горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме; установка аккумулятора горячей воды: верхняя (АВ), нижняя (АН); вентиляционные установки В. Например, В(ДС) обозначает присоединение вентиляционной установки по двухступенчатой смешанной схеме.

В 60—80-х годах в крупных системах централизованного теплоснабжения получили широкое применение так называемые групповые тепловые подстанции (пункты) (ГТП). На этих подстанциях осуществляется присоединение теплопотребляющих ус-

тановок группы жилых и общественных зданий микрорайона к тепловой сети.

Обычно ГТП размещаются в отдельных, предназначенных для этой цели зданиях на некотором удалении от обслуживаемых зданий квартала или микрорайона с целью изоляции последних от шума и вибраций, создаваемых насосными установками. В ГТП устанавливаются: блок (или блоки) подогревателей горячего водоснабжения, подогреватели отопления (при независимой схеме), групповая смесительная установка сетевой воды, подкачивающие насосы холодной водопроводной, а при необходимости и сетевой воды, авторегулирующие и контрольно-измерительные приборы.

Применение ГТП упрощает эксплуатацию вследствие уменьшения количества узлов обслуживания и повышает комфорт в теплоснабжаемых зданиях благодаря выносу всех насосных установок, являющихся источником шума, в изолированные помещения ГТП.

При применении ГТП, с одной стороны, уменьшаются начальные затраты на сооружение подогревательной установки горячего водоснабжения, насосных установок и авторегулирующих устройств благодаря увеличению их единичной мощности и сокращению количества элементов оборудования, но, с другой — возрастают начальные затраты на сооружение и эксплуатацию распределительной сети между ГТП и отдельными зданиями, так как вместо двухтрубной сети приходится сооружать на этих участках четырехтрубную или как минимум трехтрубную сеть (при отказе от циркуляции воды в системе горячего водоснабжения), что еще больше увеличивает потери теплоты и воды в системе горячего водоснабжения.

Оптимальная единичная расчетная тепловая нагрузка ГТП зависит от характера планировки района застройки, а также режима работы теплопотребителей и определяется на основе технико-экономических расчетов.

На практике находят применение две принципиально различные схемы присоединения теплопотребляющих установок абонентов к тепловой сети — зависимая и независимая. По первой схеме присоединения вода из тепловой сети поступает непосредственно в приборы абонеитской установки, по второй — проходит через теплообменник, в котором нагревает вторичный теплоноситель, используемый в абонентской установке.

На схемах рис. 3.6 отопительные установки *а—в*, *ж—л* и *н* присоединены к тепловой сети по зависимой схеме, а отопительные установки *г* и *м* — по независимой.

В закрытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети только через водоводяные подогреватели, т.е. по независимой схеме. При зависимых схемах присоединения давление в абонентской установке зависит от давления в тепловой сети.

При независимых схемах присоединения давление в местной системе не зависит от давления в тепловой сети.

Оборудование абонентского ввода при зависимой схеме присоединения проще и дешевле, чем при независимой, при этом может быть получен несколько больший перепад температур сетевой воды в абонентской установке. Увеличение перепада температур воды уменьшает расход теплоносителя в сети, что может привести к снижению диаметров сети и экономии на начальной стоимости тепловой сети и на эксплуатационных расходах.

Основным недостатком зависимой схемы присоединения является жесткая гидравлическая связь тепловой сети с нагревательными приборами абонентских установок, имеющими, как правило, пониженную механическую прочность, что ограничивает пределы допускаемых режимов работы системы централизованного теплоснабжения. Так, в широко применявшихся в отопительной технике чугунных нагревательных приборах (радиаторах) допустимое давление не превышает 0,6 МПа; превышение указанного предела может привести к авариям в отопительных установках. Это существенно снижает надежность и усложняет эксплуатацию систем теплоснабжения крупных городов, так как при большой протяженности тепловых сетей и большом числе присоединенных абонентских установок с разнородной тепловой нагрузкой расходы воды в сети и связанные с ними потери давления могут изменяться в широких пределах. При этом уровень давлений в сети может превысить предел, допустимый для абонентских установок.

В тех случаях, когда разность между допустимым давлением в теплопотребляющих приборах абонентов и расчетным давлением в тепловой сети невелика, даже небольшие повышения давления в тепловой

сети¹, вызванные, например, аварийным отключением насоса на подстанции или непроизвольным перекрытием клапана в сети, могут привести к разрыву приборов в отопительных установках абонентов. Кроме того, при независимой схеме снижаются утечки сетевой воды и легче обнаружить возникающие в процессе эксплуатации повреждения в системе теплоснабжения. Поэтому по условиям надежности работы систем теплоснабжения крупных городов независимая схема присоединения более предпочтительна. В тех же случаях, когда давление в тепловой сети в статических условиях превышает допустимый уровень давлений в абонентских установках, примененная независимой схемы присоединения является обязательным независимо от размеров системы централизованного теплоснабжения.

Рассмотрим более подробно приведенные на рис. 3.6 схемы присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети.

Схема, приведенная на рис. 3.6, а, показывает зависимое присоединение отопительной установки. Вода из подающей линии тепловой сети поступает через клапан регулятора расхода 12 непосредственно в отопительную систему здания, проходит через нагревательные приборы 4 и отдает в них тепло окружающему воздуху. Охлажденная вода поступает в обратную линию тепловой сети. По такой схеме присоединяются обычно к тепловой сети системы водяного отопления промышленных предприятий.

В том случае, когда максимальная температура воды в подающей линии тепловой сети не превышает 95 °С, по этой схеме присоединяются также отопительные системы жилых и общественных зданий. В большинстве случаев отопительные сис-

темы жилых и общественных зданий присоединяются к водяным тепловым сетям по зависимой схеме со смесительным устройством (рис. 3.6, б и в).

Объясняется это тем, что по СНиП II-33-75 [132] для жилых зданий, общежитий, школ, поликлиник, музеев и других зданий предельная (максимальная) температура теплоносителя установлена 95 °С, в то время как максимальная температура воды в подающей линии принимается в большинстве случаев 150 °С, причем в крупных системах теплоснабжения экономически может быть оправдано повышение максимальной температуры сетевой воды в подающем трубопроводе до 170—190 °С.

Смесительное устройство, установленное на абонентском вводе, подмешивает к горячей воде, поступающей из подающей линии, охлажденную воду из обратной линии. В результате получается смешанная вода более низкой температуры, чем вода в подающей линии. В качестве смесительных устройств на абонентских вводах применяются струйные и центробежные насосы.

На рис. 3.6, б показана зависимая схема присоединения со струйным насосом (элеватором). Эта схема, получившая широкое применение в России и других странах бывшего СССР, была разработана и предложена проф. В.М. Чаплиным еще на заре развития теплофикации в СССР [142]. Вода из подающей линии тепловой сети поступает после регулятора расхода (РР) 12 в элеватор 15. Одновременно в элеватор подсасывается часть охлажденной воды, возвращающейся из отопительной установки в обратную линию тепловой сети. Смешанная вода подается элеватором в отопительную систему.

Устройство струйного насоса-элеватора показано на рис. 3.7. Для работы элеватора необходимо иметь на абонентском вводе значительную разность напоров между подающей и обратной линиями теплосети, за счет которой создается повышенная ско-

¹ В данном случае имеется в виду давление в обратном трубопроводе тепловой сети, поскольку оно определяет давление в абонентских установках.

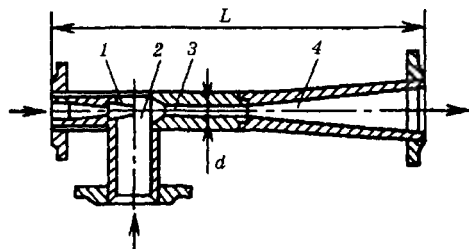


Рис. 3.7. Водоструйный элеватор конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго

1 — сопло, 2 — приемная камера, 3 — камера смешения, 4 — диффузор

рость воды на выходе из сопла элеватора, необходимая для создания эффекта инжекции. При потере напора в циркуляционном контуре местной отопительной системы 1—1,5 м и обычно требующихся коэффициентах инжекции¹ около 1,5—2,5 разность напоров подающей и обратной линий должна составлять 8—15 м. Элеватор создает практически постоянный коэффициент инжекции (смешения). Поэтому расход воды в местной отопительной установке изменяется прямо пропорционально расходу сетевой воды через сопло элеватора.

Основными преимуществами элеватора как смесительного устройства являются простота и надежность работы. В условиях эксплуатации элеватор не требует постоянного обслуживания.

Серьезный недостаток схемы с элеваторным смешением (см. рис. 3.6, б) — отсутствие автономной, т.е. независимой от тепловой сети, циркуляции воды в местной отопительной установке. При прекращении подачи сетевой воды в сопло элеватора, например при аварийном выключении тепловой сети, прекращается циркуляция воды в отопительной установке, что может привести к замораживанию воды в ней. От ука-

¹ Коэффициентом инжекции называется отношение расхода воды, подсосываемой (инжектируемой) струйным насосом, к расходу воды через сопло струйного насоса. Этот коэффициент часто также называют коэффициентом смешения.

занных недостатков свободна схема присоединения с центробежным смесительным насосом (см. рис. 3.6, в). В нормальных условиях насос 16 забирает охлажденную воду из обратной линии отопительной установки и подает ее на смешение с горячей водой, поступающей через клапан регулятора расхода РР 12 подающей линии тепловой сети.

При аварийном отключении тепловой сети насос 16 осуществляет циркуляцию воды в отопительной установке, что предотвращает ее замораживание в течение относительно длительного периода (8—12 ч).

Более универсальное решение получают при совместной установке в узле присоединения элеватора 15 и центробежного насоса 16 (см. рис. 3.6, л). При такой схеме присоединения в нормальных условиях насос 16 выключен. Циркуляция воды в местной системе осуществляется элеватором 15 за счет энергии сетевой воды, поступающей из тепловой сети. Насос 16 включается в работу только в периоды осуществления количественного регулирования или регулирования «пропусками», что обычно имеет место только при наиболее высоких наружных температурах отопительного сезона ($t_n \geq 0^\circ\text{C}$), когда для поддержания нормальной внутренней температуры в отапливаемых зданиях подача сетевой воды в отопительные установки должна сокращаться или периодически полностью прекращаться.

Насос 16 используется также для создания циркуляции воды в отопительных установках при аварийных ситуациях в тепловой сети. По условиям комфорта в отапливаемых помещениях насос 16, устанавливаемый на абонентских вводах, должен работать бесшумно.

В том случае, когда присоединение отопительных установок к тепловой сети осуществляется через ГТП, можно ограничиться одним общим смесительным насосом 16 на группу зданий, чем обеспечивается автономная циркуляция воды в отопительных установках. Независимо от этого элеваторы могут быть установлены на вводах в каждое здание.

Для поддержания постоянного расхода воды из тепловой сети в отопительную

систему на абонентских вводах (см. рис. 3.6, а — в) установлены регуляторы расхода 12. Импульсом для работы этих регуляторов является перепад давлений в каком-либо дроссельном органе — шайбе или сопле элеватора.

На рис. 3.6, г показана независимая схема присоединения отопительной установки к водяной тепловой сети. Вода из подающей линии тепловой сети проходит через водо-водяной подогреватель (теплообменник) 9, в котором она через стенку нагревает вторичную воду, циркулирующую в отопительной установке абонента. Охлажденная сетевая вода возвращается в обратную линию тепловой сети. Циркуляция воды в местной отопительной установке осуществляется насосом 16. Давление в приборах местной отопительной установки определяется высотой расположения расширительного резервуара 10, который обычно устанавливается в верхней точке здания. Изменение объема воды в местной системе при ее нагреве или охлаждении, а также возможные утечки воды через неплотности компенсируются за счет изменения объема воды в расширителе 10.

Установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети через водо-водяные теплообменники (см. рис. 3.6, д и е). Сетевая вода из подающей линии тепловой сети через клапан регулятора температуры 13 проходит через водо-водяной подогреватель 6, в котором она через стенку нагревает воду, поступающую из водопровода. Охлажденная сетевая вода после подогревателя поступает в обратную линию тепловой сети. Импульсом для регулятора температуры является температура водопроводной воды после подогревателя.

Холодная вода поступает из водопровода через регулятор давления «после себя» (РДПС) 11, задачей которого является поддержание заданного постоянного давления водопроводной воды на абонентском вводе, проходит через подогреватель 6, в котором

она нагревается сетевой водой, и затем поступает в местную систему горячего водоснабжения.

У абонентов, потребляющих большое количество горячей воды (бани, прачечные, бассейны) и имеющих неравномерный график нагрузки горячего водоснабжения, обычно устанавливаются аккумуляторы горячей воды, задачей которых является выравнивание графика тепловой нагрузки, а также создание запаса горячей воды на случай внезапного перерыва в работе тепловой сети.

В схеме, показанной на рис. 3.6, д, аккумулятор горячей воды 1 расположен в верхней точке установки, а в схеме, показанной на рис. 3.6, е — в нижней [139]. При верхней установке аккумулятора зарядка его производится под напором водопровода, а разрядка — под статическим напором самого аккумулятора. Циркуляция воды в местной системе осуществляется насосом 16.

При нижней установке аккумулятора зарядка его производится насосом 16, а разрядка — водопроводным напором. В этой схеме насос 16 постоянно находится в работе. При малом водоразборе на горячее водоснабжение под действием напора насоса 16 происходит циркуляция воды через аккумулятор 1 и через замкнутый контур местной системы горячего водоснабжения насос — подогреватель — местная система — обратный клапан 5 — насос.

При увеличении водоразбора из местной системы горячего водоснабжения циркуляция воды через аккумулятор и контур местной системы горячего водоснабжения, создаваемая насосом 16, ослабляется. При большом водоразборе изменяется направление движения воды через аккумулятор. Холодная вода поступает из водопровода одновременно во всасывающую линию насоса 16 и в аккумулятор 1. Холодная вода поступает снизу в аккумулятор 1 и вытесняет из его верхней части горячую воду, которая поступает в водоразбор совместно с по-

догретой водопроводной водой из подогревателя б.

На схемах рис. 3.6, а—е показано присоединение к тепловой сети абонентов с одним видом тепловой нагрузки — отоплением или горячим водоснабжением.

Присоединение абонентов, имеющих два вида тепловой нагрузки, потребляющих одновременно теплоту как для отопления, так и для горячего водоснабжения, показано на рис. 3.6, ж—м. Такое сочетание двух видов тепловой нагрузки характерно для современных жилых домов, оборудованных системами отопления и горячего водоснабжения.

На рис. 3.6, ж показано параллельное присоединение на одном абонентском вводе горячего водоснабжения и отопительной установки. При такой схеме расход сетевой воды на абонентском вводе определяется арифметической суммой расходов воды на отопление и горячее водоснабжение.

Расход сетевой воды на отопление поддерживается постоянно на расчетном уровне регулятором расхода 12. Расход сетевой воды на горячее водоснабжение является резкопеременной величиной. Регулятор температуры 13 изменяет этот расход в соответствии с нагрузкой горячего водоснабжения.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение определяется по максимальному значению этой нагрузки и при минимальной температуре воды в подающем трубопроводе тепловой сети. Поэтому суммарный расход сетевой воды получается завышенным, что удорожает систему теплоснабжения. Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение можно уменьшить при включении в схему аккумулятора горячей воды для выравнивания графика нагрузки горячего водоснабжения. Однако установка аккумулятора горячей воды усложняет оборудование абонентского ввода и увеличивает требующиеся габариты помещения ввода. Поэтому обычно аккумуляторы горячей воды в жилых домах

не устанавливаются, хотя это усложняет режимы работы сети.

При параллельном присоединении системы отопления и горячего водоснабжения сетевая вода используется на абонентском вводе недостаточно рационально. Обратная сетевая вода, возвращаемая из отопительной установки с температурой примерно 40—70 °С, не используется для подогрева холодной водопроводной воды, имеющей на вводе температуру около 5 °С, хотя теплотой обратной воды после отопления можно покрыть значительную долю нагрузки горячего водоснабжения, поскольку температура горячей воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения, обычно не превышает 60—65 °С. При рассматриваемой схеме вся тепловая нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется за счет теплоты сетевой воды, поступающей в водо-водяной подогреватель б непосредственно из подающей линии тепловой сети.

Вследствие иррационального использования теплоносителя на абонентском вводе и удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения по максимуму суточного графика получается завышенный расчетный расход воды в городских тепловых сетях. Это вызывает увеличение диаметров тепловых сетей и рост начальных затрат на их сооружение, а также увеличение расхода электрической энергии на перекачку теплоносителя.

Расчетный расход воды несколько снижается при двухступенчатой смешанной схеме присоединения установки горячего водоснабжения и отопительной установки, предложенной П.М. Клушиным (см. рис. 3.6, з).

Особенностью этой схемы является двухступенчатый подогрев воды для горячего водоснабжения. В нижней ступени подогрева 7 холодная вода предварительно подогревается за счет теплоты воды, возвращаемой из абонентской установки, благодаря чему уменьшается тепловая производительность подогревателя верхней ступени 8

и снижается расход сетевой воды на покрытие нагрузки горячего водоснабжения.

В рассматриваемой схеме подогреватель нижней ступени 7 включен по сетевой воде последовательно, а подогреватель верхней ступени 8 — параллельно по отношению к отопительной системе.

Преимущество двухступенчатой смешанной схемы по сравнению с параллельной — меньший расчетный расход сетевой воды благодаря частичному удовлетворению нагрузки горячего водоснабжения за счет теплоты воды, возвращаемой из системы отопления.

При отсутствии аккумуляторов горячей воды расход сетевой воды на горячее водоснабжение при двухступенчатой смешанной схеме, так же как и при схеме, показанной на рис. 3.6, ж, должен рассчитываться по максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Одним из методов выравнивания тепловой нагрузки жилых зданий без установки аккумуляторов горячей воды служит применение так называемого связанного регулирования (см. рис. 3.6, и и к). В этом случае с помощью регулятора расхода 12, установленного на абонентском вводе или на ГТП, поддерживается постоянный расход сетевой воды на удовлетворение суммарной тепловой нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

В этих схемах в качестве теплового аккумулятора используется строительная конструкция отапливаемого здания. В период повышенной нагрузки горячего водоснабжения уменьшается отдача теплоты на отопление. Недоданная теплота компенсируется в период малых нагрузок горячего водоснабжения. Такой принцип связанного регулирования реализован в схеме, разработанной ВТИ, МЭИ и Теплосетью Мосэнерго (см. рис. 3.6, и). В этой схеме осуществлено двухступенчатое последовательное присоединение установок горячего водоснабжения и отопления.

Благодаря этому наряду с удовлетворением значительной доли нагрузки горячего водоснабжения за счет теплоты обратной воды происходит выравнивание суточного графика тепловой нагрузки. В этом заключается основное преимущество этой схемы по сравнению со схемой, предложенной Н.К. Громовым (см. рис. 3.6, к), в которой также осуществляется выравнивание графика нагрузки, но теплота обратной сетевой воды не используется для горячего водоснабжения.

В двухступенчатой последовательной схеме (см. рис. 3.6, и) сетевая вода, поступающая из подающей линии тепловой сети, разветвляется на два потока. Один поток проходит через регулятор расхода 12, другой — через водо-водяной подогреватель 8. Сетевая вода, прошедшая через подогреватель 8, смешивается затем с потоком воды, прошедшим через регулятор расхода, и общий поток воды поступает через элеватор 15 в отопительную установку. Обратная вода после отопительной установки предварительно проходит через водо-водяной подогреватель нижней ступени 7, в котором она подогревает холодную воду, поступающую из водопровода. Подогретая водопроводная вода после нижней ступени 7 проходит через водо-водяной подогреватель верхней ступени 8 и направляется в местную систему горячего водоснабжения.

В том случае, когда после нижней ступени 7 температура подогретой водопроводной воды достаточна для удовлетворения потребителей горячего водоснабжения, регулятор температуры 13 перекрывает проход сетевой воды через верхнюю ступень 8. При этом режиме весь поток сетевой воды поступает из подающей линии сети через клапан регулятора 12 в отопительную установку.

Если температура водопроводной воды после нижней ступени подогрева 7 ниже требуемой, регулятор температуры 13 открывает клапан и на подогреватель верхней ступени 8 отвечает часть воды, посту-

пающей на абонентский ввод из подающей линии тепловой сети.

При любом положении регулятора температуры расход сетевой воды на абонентских вводах остается практически постоянным. Это обеспечивается регулятором расхода 12, поддерживающим практически постоянный перепад давлений в сопле элеватора 15, через которое проходит весь расход сетевой воды, поступающей на абонентский ввод. При увеличении регулятором 13 расхода сетевой воды через подогреватель 8 регулятор 12 прикрывается.

В летний период, когда отопительная установка отключена, подогреватели верхней и нижней ступеней 8 и 7 включаются в работу последовательно помимо отопительной установки с помощью специальной перемычки (не показанной на схеме). Сетевая вода из подающей линии проходит последовательно через подогреватели верхней и нижней ступеней и отводится в обратную линию тепловой сети. Схема движения водопроводной воды через подогреватели остается неизменной зимой и летом.

В зимний период в часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения часть сетевой воды или вся сетевая вода пропускается через подогреватель верхней ступени 8. Так как в этом подогревателе температура сетевой воды снижается, то снижается также температура воды, поступающей в элеватор 15, и в результате уменьшается отдача теплоты на отопление здания. Теплота, недоданная на отопление в периоды большой нагрузки горячего водоснабжения, компенсируется в периоды малой нагрузки горячего водоснабжения, когда в элеватор поступает поток воды повышенной температуры.

В подогревателе нижней ступени 7 значительное количество теплоты обратной воды используется для горячего водоснабжения. Все это приводит к уменьшению расчетного расхода воды в сети по сравнению со смешанной двухступенчатой схемой. При соответствующем температурном

режиме теплоподготовительной установки, когда в подающем трубопроводе тепловой сети поддерживается температура, превышающая требуемую для отопительных установок на температурный перепад, используемый в подогревателях верхней ступени, нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется без дополнительного расхода воды в тепловой сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление. Более подробно этот вопрос будет рассмотрен в § 4.7. Снижение расчетного расхода воды в тепловой сети позволяет уменьшить ее диаметр, снизить начальные затраты на ее сооружение и удешевить транспорт и распределение теплоты.

При двухступенчатом последовательном присоединении температура обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ, получается ниже, чем при параллельном присоединении. Это позволяет использовать на ТЭЦ для подогрева сетевой воды отработавший пар более низкого давления, отчего возрастает удельная комбинированная выработка электрической энергии.

Преимущество двухступенчатой последовательной схемы (см. рис. 3.6, и) по сравнению с двухступенчатой смешанной схемой (см. рис. 3.6, з) заключается в выравнивании суточного графика тепловой нагрузки и лучшем использовании энтальпии теплоносителя, что приводит к дополнительно уменьшению расхода воды в сети.

Недостаток двухступенчатой последовательной схемы по сравнению с двухступенчатой смешанной заключается в усложнении схемы регулирования ГТП или абонентских вводов из-за необходимости изменения расхода сетевой воды у абонентов, у которых относительная нагрузка горячего водоснабжения (отношение средненедельной нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной нагрузке) отличается от типовой относительной нагрузки, по которой ведется центральное регулирование.

Указанный недостаток двухступенчатой последовательной схемы устраняется при применении местного автоматического регулирования отопительных установок (см. рис. 3.6, *л* и *м*). Двухступенчатая последовательная схема присоединения получила широкое применение в городских тепловых сетях при закрытой системе теплоснабжения.

Для постоянного обеспечения в водоразборных кранах горячего водоснабжения у потребителей температуры воды не ниже 50 °С в любое время суток в крупных жилых зданиях системы горячего водоснабжения выполняются двухтрубными с постоянной циркуляцией, обеспечиваемой насосом 16. В схеме 3.6, *е* в периоды малого разбора горячей воды у потребителей давление в циркуляционной линии повышается, соответственно возрастает расход воды из циркуляционной линии в насос 16 и усиливается циркуляция воды в системе горячего водоснабжения.

В периоды большого водоразбора давление в циркуляционной линии снижается и соответственно уменьшается циркуляционный расход в системе горячего водоснабжения. Однако при этом режиме через подающие линии и стояки системы горячего водоснабжения проходит большой расход воды и поэтому выстывание воды на пути между подогревательной установкой и водоразборными кранами незначительно.

Обратный клапан 5 защищает систему горячего водоснабжения от поступления в нее холодной воды помимо подогревателя.

При двухступенчатой подогревательной установке горячего водоснабжения (см. рис. 3.6, *з* и *и*) нагреваемая водопроводная вода проходит последовательно по схеме противотока через нижний 7 и верхний 8 подогреватели. При такой схеме достаточно полно используется энтальпия теплоносителя.

Во всех ранее рассмотренных схемах присоединения отопительных установок

к тепловой сети (см. рис. 3.6, *а—в*) в качестве основного регулирующего устройств использован регулятор расхода 12, являющийся, по существу, регулятором постоянства расхода, так как его задачей является поддержание постоянного расхода сетевой воды на отопление. Такой метод регулирования принципиально применим только в районах с однородной тепловой нагрузкой, когда можно ограничиться только центральным качественным регулированием теплоснабжения путем изменения температуры сетевой воды, поступающей после теплоподготовительной установки источника теплоты (ТЭЦ или котельной) в подающий трубопровод тепловой сети, по тому же закону, по которому изменяется тепловая нагрузка абонентов.

Для теплоснабжения общественных зданий, в которых, как правило, доля нагрузки горячего водоснабжения незначительна, но существенна доля вентиляционной нагрузки, можно заметно снизить расчетный расход сетевой воды при присоединении вентиляционных калориферов по двухступенчатой схеме, как показано на рис. 3.6, *н*.

В этой схеме предварительный подогрев воздуха производится в калориферах нижней ступени 23 за счет теплоты обратной сетевой воды. В зависимости от соотношения расчетных нагрузок вентиляции и отопления выбирается соотношение расчетных нагрузок нижней и верхней ступеней калориферной установки.

В современных городах в связи с интенсивным строительством новых, более комфортабельных жилых и общественных зданий, оснащенных всеми видами благоустройства, сильно усложнилась структура тепловой нагрузки. Возросла доля горячего водоснабжения и вентиляции в суммарной тепловой нагрузке.

Для качественного и экономичного теплоснабжения всех потребителей в районах с разнородной тепловой нагрузкой одного центрального регулирования недостаточно.

Необходимо в дополнение к центральному регулированию осуществлять групповое и местное регулирование всех видов тепловой нагрузки на ГТП¹ и (или) МТП. Выбор импульса для группового или местного регулирования тепловой нагрузки зависит от типа установок.

Импульсом в установках горячего водоснабжения обычно служит температура водопроводной воды после подогревательной установки, в вентиляционных установках — температура нагретого воздуха после калориферов.

Выбор импульса для регулирования отопительной нагрузки является более сложной задачей, так как температура в отдельных помещениях отапливаемых зданий может существенно различаться и зависит не только от количества теплоты, поданной в здание, но и от качества работы отопительной установки здания, условий эксплуатации отдельных помещений, бытовых тепловыделений, а также от инсоляции и инфильтрации, которые, в свою очередь, зависят от размещения отдельных помещений по отношению к сторонам света и «розе ветров». Поэтому для качественного и экономичного удовлетворения нагрузки необходимо в дополнение к групповому и (или) местному регулированию осуществлять индивидуальное регулирование отдельных помещений или отдельных зон, подверженных различному влиянию инсоляции, инфильтрации, бытовых тепловыделений и других условий.

Для группового или местного регулирования отопительной нагрузки используются обычно следующие отдельные импульсы или их сочетания [24, 39, 91, 111]:

внутренняя температура представительного помещения или средняя внутренняя температура нескольких помещений;

¹ ГТП большой мощности без подогревателей горячего водоснабжения иногда называют контрольно-распределительными пунктами (КРП)

внутренняя температура устройства, моделирующего температурный режим отапливаемых зданий;

температура наружного воздуха или интегральный метеорологический показатель, учитывающий наружную температуру и инсоляцию.

В тех случаях, когда для нормальной работы отопительной установки необходим постоянный расход воды через эту установку, при снижении подачи сетевой воды должен включаться в работу смесительный насос.

На рис. 3.6, л и м показано присоединение к тепловой сети отопительной установки и установки горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме. На рис. 3.6, л отопительная установка присоединена по зависимой схеме с элеватором и смесительным насосом, а на рис. 3.6, м — по независимой схеме. В отличие от предыдущих схем местное регулирование отопительной нагрузки в этих схемах проводится по внутренней температуре отапливаемых зданий с помощью регулятора отопления 14.

Поддержание постоянного расхода воды в местной отопительной системе при снижении регулятором отопления подачи сетевой воды в схеме, приведенной на рис. 3.6, л, достигается за счет работы смесительного насоса 16. В схеме, показанной на рис. 3.6, м, циркуляционный контур отопительной системы гидравлически изолирован от контура сетевой воды. Циркуляция воды в отопительной установке, осуществляемая насосом 16, поддерживается постоянной.

На рис. 3.8 показано присоединение к тепловой сети отопительных установок и систем горячего водоснабжения группы зданий на ГТП. Регулирование отопительной нагрузки осуществляется с помощью регулятора отопления 14 по импульсу температуры в моделирующем устройстве 26. Смесительный насос 16 обеспечивает постоянный расход воды в присоединенных отопительных установках независимо от

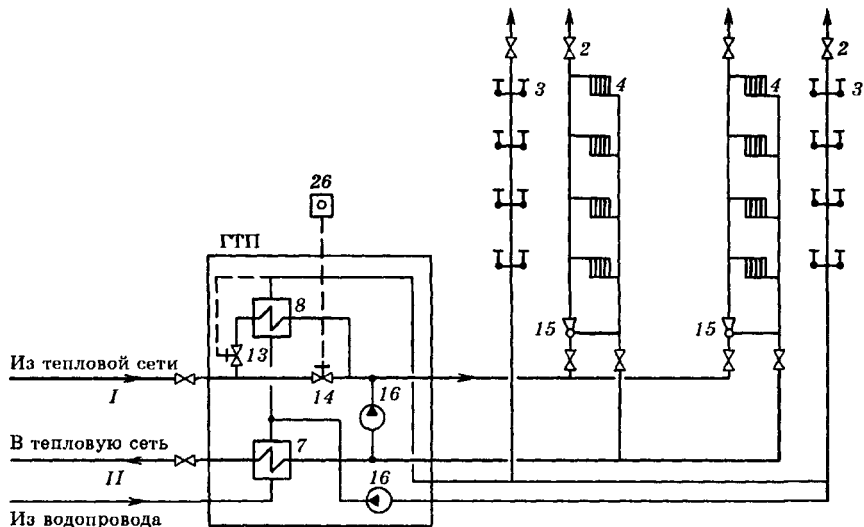


Рис. 3.8. Схема присоединения к тепловой сети систем отопления и горячего водоснабжения группы зданий через ГТП

26 — моделирующее устройство; остальные обозначения те же, что и на рис. 3.6

расхода сетевой воды, поступающей на ГТП через клапан регулятора отопления.

При применении регуляторов отопления, действующих по импульсу внутренней температуры отапливаемых помещений или моделирующего устройства, вместо регуляторов постоянства расхода (РР) значительно повышается резервирующая способность системы теплоснабжения. Создается возможность снижения в необходимых случаях расхода сетевой воды, подаваемой абонентам, при одновременном повышении ее температуры без нарушения теплового режима отапливаемых зданий. Это позволяет при аварийных ситуациях резервировать взаимно заблокированные магистрали путем передачи части расхода сетевой воды в смежную магистраль. При применении регуляторов расхода такой метод резервирования теплоснабжения путем повышения температуры воды невозможен.

На рис. 3.9 показана трехтрубная закрытая водяная система. Со станции отходят два подающих трубопровода I и II, в которых поддерживается различный температурный режим. По трубопроводу I вода подается в отопительные и вен-

тиляционные установки потребителей. По трубопроводу II — в установки горячего водоснабжения и технологические аппараты. По трубопроводу III вода возвращается от потребителей на станцию [53].

В трехтрубных системах теплоснабжения осуществляется центральное регулирование двух разнородных видов тепловой нагрузки. Температура воды в подающем трубопроводе I изменяется по закону сезонной нагрузки, а в подающем трубопроводе II поддерживается постоянной. Поскольку к каждой подающей линии присоединяется практически однородная тепловая нагрузка, то роль местного регулирования значительно упрощается. В этих условиях местное регулирование отопительной нагрузки может производиться с помощью регуляторов расхода.

При закрытой системе теплоснабжения водопроводная вода, поступающая в установки горячего водоснабжения, не имеет прямого контакта с сетевой водой, так как подогрев водопроводной воды осуществляется на групповых тепловых подстанциях или на абонентских вводах в поверхностных водо-водяных подогревателях. Гидравлическая изолированность водопроводной воды, поступающей в установки горячего

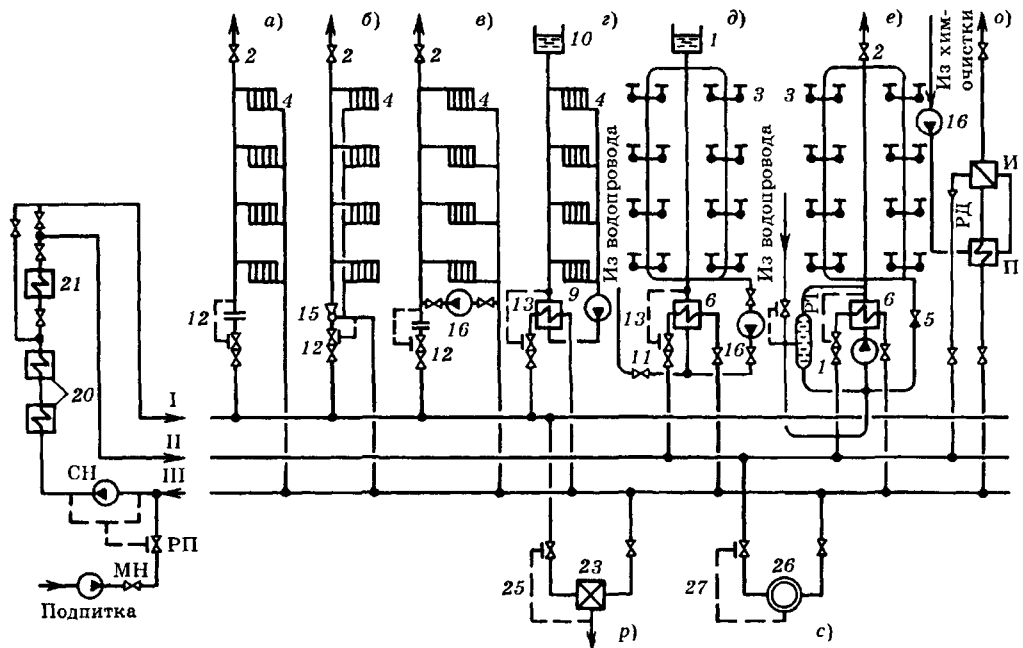


Рис. 3.9. Трехтрубная закрытая водяная система теплоснабжения

Схемы присоединений:

а—е — см. рис. 3.6, о — испарительной установки; р — вентиляционной установки, с — технологических аппаратов; 26 — технологический аппарат; 27 — регулятор процесса нагрева; остальные обозначения те же, что и на рис. 3.6

водоснабжения, от воды, циркулирующей в тепловой сети, — преимущество закрытой системы. Благодаря гидравлической изолированности водопроводной воды от сетевой обеспечивается стабильное качество горячей воды, поступающей в установки горячего водоснабжения, такое же как качество водопроводной воды. Чрезвычайно прост санитарный контроль системы горячего водоснабжения благодаря короткому пути прохождения водопроводной воды от ввода в здание до водоразборного крана. Прост контроль герметичности теплофикационной системы, который проводится по расходу подпитки.

Основные недостатки закрытых систем:

1) выпадение накипи в водо-водяных подогревателях и трубопроводах местных установок горячего водоснабжения при использовании водопроводной воды, имею-

щей повышенную карбонатную (временную) жесткость $J_K \geq 7$ мг-экв/л;

2) коррозия местных установок горячего водоснабжения из-за поступления в них недеаэрированной водопроводной воды;

3) сложность оборудования и эксплуатации абонентских вводов горячего водоснабжения из-за установки водо-водяных подогревателей.

Особенно интенсивная коррозия возникает при мягких водах, имеющих отрицательный индекс насыщения ($J < 0$) с большим содержанием растворенных агрессивных газов O_2 и CO_2 , а также при повышенной концентрации в воде хлоридов или сульфатов¹. В коррозионно-активных водах показатель концентрации водородных ионов $pH \leq 7,2$. Поэтому при определенном

¹ Более подробно — см. гл. 8

качестве водопроводной воды приходится при закрытых системах теплоснабжения принимать специальные меры для повышения антикоррозионной стойкости местных установок горячего водоснабжения или устанавливать на абонентских вводах специальные фильтры для обескислороживания или стабилизации водопроводной воды и для защиты от зашламления, что удорожает оборудование и усложняет эксплуатацию абонентских вводов.

Открытые системы. Основным типом открытых систем теплоснабжения является двухтрубная система (рис. 3.10). Горячая вода поступает со станции к абонентам по трубопроводу *I*. Обратная вода возвращается на станцию по трубопроводу *II*.

Отопительные установки (рис. 3.10, *а*—*г*) присоединяются к тепловой сети по тем же схемам, что и в закрытых системах теплоснабжения.

Схемы присоединения установок горячего водоснабжения (рис. 3.10, *д* и *е*) принципиально отличны от ранее рассмотренных схем. Горячее водоснабжение абонентов производится сетевой водой непосредственно из тепловой сети. Вода из подающего трубопровода тепловой сети поступает через клапан регулятора температуры *13* в смеситель *22*. В этот же смеситель поступает вода из обратного трубопровода тепловой сети через обратный клапан *5*. Регулятор температуры, регулируя расход воды из подающего трубопровода, поддерживает в смесителе *22* постоянную температуру смеси (около 60 °С). Из смесителя вода поступает в местную систему горячего водоснабжения. Обратный клапан *5* препятствует перетеканию воды из подающего трубопровода в обратный. Для выравнивания графика нагрузки горячего водоснабжения установлены аккумуляторы горячей воды: в схеме на рис. 3.10, *д* — верхний аккумулятор, в схеме на рис. 3.10, *е* — нижний.

Зарядка верхнего аккумулятора производится под напором воды в тепловой сети,

а разрядка — под его статическим напором. Для управления нижним аккумулятором предусмотрено специальное автоматическое устройство. Зарядка нижнего аккумулятора производится через клапан регулятора расхода *12*, импульсом для которого является перепад давления на дроссельной шайбе, установленной на главном стояке местной системы горячего водоснабжения.

Когда водоразбор снижается и вследствие этого уменьшается перепад на дроссельной шайбе, клапан регулятора расхода открывается, часть воды из главного стояка отводится в аккумулятор *1* и он заряжается. При увеличении водоразбора клапан регулятора расхода прикрывается. При больших водоразборах аккумулятор переключается на разрядку. В данном случае клапан регулятора расхода полностью закрыт. С помощью пускового устройства включается в работу насос *16*, и вода из аккумулятора подается в систему горячего водоснабжения.

Жилые здания, имеющие обычно два вида тепловой нагрузки — отопление и горячее водоснабжение, присоединяются к тепловой сети (см. рис. 3.10, *ж* и *з*). Отопительная установка и установка горячего водоснабжения присоединены к тепловой сети по принципу несвязанного регулирования (см. рис. 3.10, *ж*). Обе установки работают независимо друг от друга. Расход сетевой воды в отопительной установке не зависит от нагрузки установки горячего водоснабжения и поддерживается постоянным с помощью регулятора расхода *12*. Расход сетевой воды на горячее водоснабжение изменяется в весьма широком диапазоне — от максимального в часы наибольшего водоразбора до нуля в период отсутствия водоразбора.

Соотношение расходов воды на горячее водоснабжение из подающей и обратной линий, зависящее от температуры сетевой воды на абонентском вводе, устанавливается регулятором температуры *13*. Суммарный расход сетевой воды в подающем



101

трубопроводе тепловой сети равен сумме расходов воды в подающем трубопроводе на отопление и горячее водоснабжение. Максимальный расход сетевой воды в подающем трубопроводе, по которому определяется расчетный расход в подающем трубопроводе сети, имеет место при максимальной нагрузке горячего водоснабжения и минимальной температуре воды в этом трубопроводе, т.е. при режиме, когда нагрузка горячего водоснабжения целиком обеспечивается из подающего трубопровода.

Расход сетевой воды в обратном трубопроводе после абонентской установки равен разности расходов сетевой воды на отопление и на водоразбор из этого трубопровода на горячее водоснабжение. Максимальный расход воды в обратном трубопроводе равен расходу на отопление. Такое соотношение устанавливается тогда, когда расход воды на горячее водоснабжение полностью отсутствует, например в ночное время, или при удовлетворении нагрузки горячего водоснабжения полностью водой из подающего трубопровода тепловой сети, что имеет место при минимальной температуре воды в нем, равной 60 °С.

При подключении на абонентских вводах жилых зданий отопительной установки и установки горячего водоснабжения по принципу несвязанного регулирования получается завышенный расчетный расход воды в подающем трубопроводе тепловой сети, что приводит к увеличению диаметров тепловой сети, росту начальных затрат на ее сооружение и удорожанию транспорта теплоты.

Расчетный расход воды в городских тепловых сетях заметно снижается при присоединении на абонентских вводах отопительных установок и установок горячего водоснабжения по принципу связанного регулирования. Такое присоединение показано на рис. 3.10, з. В этом случае регулятор расхода 12, установленный на общем подающем

трубопроводе абонентского ввода, поддерживает постоянный расход воды из подающего трубопровода на абонентский ввод. В часы большого водоразбора на горячее водоснабжение из подающего трубопровода снижается подача сетевой воды, а следовательно, и теплоты на отопление.

Недоданная теплота компенсируется в часы малого водоразбора из подающего трубопровода, когда большая часть или вся сетевая вода, поступающая на абонентский ввод, направляется в отопительную систему. Гидравлическая разрегулировка отопительных установок в периоды большого водоразбора из подающего трубопровода может быть устранена при установке на переключке элеватора центробежного насоса 16, который при этих режимах включается в работу (см. рис. 3.10, з—к).

Для того чтобы устранить неблагоприятное влияние водоразбора из сети в периоды, когда температура сетевой воды в подающем трубопроводе минимальна (60—65 °С), можно применять схему с предвключенным подогревателем горячего водоснабжения, предложенную В.А. Малафеевым (см. рис. 3.10, м). Эта схема позволяет осуществлять водоразбор всегда из обратного трубопровода после отопительной установки, а догрев сетевой воды, идущей в систему горячего водоснабжения, осуществляется в предвключенном подогревателе теплотой сетевой воды в подающем трубопроводе.

При присоединении абонентских установок по принципу связанного регулирования (см. рис. 3.10, з) строительная конструкция отапливаемых зданий используется в качестве теплового аккумулятора, выравнивающего суточный график тепловой нагрузки абонентской установки.

При соответствующем температурном режиме подающей линии тепловой сети, когда снижение расхода сетевой воды на отопление компенсируется повышением температуры этой воды таким образом, что-

бы при любой наружной температуре среднесуточная отдача теплоты на отопление была равна теплопотерям зданий, расчетный расход воды в подающем трубопроводе тепловой сети равен расчетному расходу сетевой воды на отопление. Расчетный расход воды в обратном трубопроводе также должен быть равен расчетному расходу воды на отопление, так как в часы отсутствия водоразбора вся сетевая вода, прошедшая через отопительные системы, должна быть возвращена по обратному трубопроводу на ТЭЦ.

При повышенной гидравлической нагрузке горячего водоснабжения у большинства абонентов, что характерно для новых жилых районов, часто отказываются от установки регуляторов расхода на абонентских вводах, ограничиваясь установкой только регуляторов температуры /3 в узле присоединения абонентской системы горячего водоснабжения к тепловой сети. Такое присоединение показано на рис. 3.10, и. Роль регуляторов расхода воды в этой схеме выполняют постоянные гидравлические сопротивления /2, устанавливаемые на абонентских вводах при начальной регулировке системы теплоснабжения. Постоянное сопротивление рассчитывается индивидуально для каждого ввода из условия получения одинакового закона изменения расхода сетевой воды у всех абонентов при изменении нагрузки горячего водоснабжения (более подробно см. § 4.5).

На схемах, приведенных на рис. 3.10, к и л, показаны абонентские вводы, в которых местное регулирование отопительной нагрузки производится по внутренней температуре воздуха в отапливаемых помещениях. На рис. 3.10, к отопительная установка присоединена по зависимой схеме, на рис. 3.10, л — по независимой.

Клапан регулирующего устройства регулирует подачу сетевой воды на отопление. Поддержание требуемого расхода воды в местной отопительной установке неза-

висимо от подачи сетевой воды осуществляется насосами /6.

Независимое присоединение отопительных установок тепловой сети (рис. 3.10, л) позволяет существенно улучшить качество сетевой воды, а следовательно, и воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, и повысить надежность теплоснабжения. Это особенно важно для крупных районов, в которых при длинных магистралях и разнородной тепловой нагрузке давление в обратном трубопроводе тепловой сети в условиях непосредственного водоразбора может изменяться в широких пределах, что при зависимой схеме присоединения нарушает нормальную работу отопительной установки.

Рядом специалистов, в том числе В.Б. Пакшвером, Л.К. Якимовым, В.К. Дюскиным, Л.А. Мелентьевым и др., были разработаны и предложены одноконтурные системы теплоснабжения различных модификаций (рис. 3.11). Основная идея предложений заключается в использовании всей сетевой воды после отопительных установок для горячего водоснабжения, что позволяет отказаться от обратного трубопровода, благодаря чему резко снижаются начальные затраты на сооружение тепловых сетей.

На рис. 3.11, а и б показаны принципиальные схемы одноконтурной водяной тепловой сети с абонентскими вводами, имеющими отопительные установки и установки горячего водоснабжения. Сетевая вода после отопительной установки (см. рис. 3.11, а) и после подогревателя отопительной установки (см. рис. 3.11, б) направляется в установку горячего водоснабжения. В смешительном узле 22 установки горячего водоснабжения с помощью регулятора температуры /3 поддерживается постоянная температура путем подмешивания к обратной воде после отопительной системы некоторого количества воды непосредственно из тепловой сети. На схеме, показанной на рис. 3.11, б, предусмотрен подвод в смешитель-

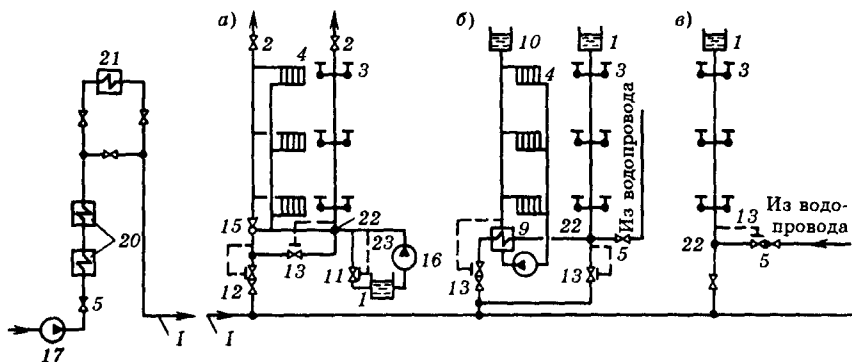


Рис. 3.11. Однотрубная водяная система теплоснабжения

Схемы присоединений:

а — О(ЗСС) Г(АН); б — О(Н) Г(АВ); в — Г(АВ); 22 — смесительный узел; 23 — пусковое устройство; остальные обозначения те же, что и на рис. 3.6

ный узел 22 воды из водопровода. Такая необходимость может возникнуть при высокой температуре сетевой воды. На рис. 3.11, в показан изолированный абонентский ввод горячего водоснабжения.

Выравнивание суточного графика нагрузки горячего водоснабжения осуществляется аккумуляторами горячей воды 1, установленными на абонентских вводах. При изолированном присоединении установки горячего водоснабжения (рис. 3.11, в) постоянная температура в смесительном узле 22 поддерживается с помощью регулятора температуры 13, через который холодная вода из водопровода подмешивается к сетевой.

Возможность применения однотрубных систем в современных городах весьма ограничена, так как обычно при наличии в жилых зданиях всех видов благоустройства потребность в горячей воде для бытовых нужд составляет в среднем только 40—50 % расчетного расхода сетевой воды на отопление. Слить же неиспользованную горячую воду после отопительных установок в канализацию экономически абсолютно неоправданно. Однотрубные системы в принципе могут быть использованы только в районах с большой относительной долей нагрузки горячего водоснабжения, когда

у всех или у подавляющего большинства абонентов среднесуточный расход воды на горячее водоснабжение равен или превышает расчетный расход воды на отопление. Такие условия могут иметь место в некоторых южных городах с большой концентрацией домов отдыха, санаториев и лечебных учреждений.

Более целесообразно использование однотрубной сети только для транзитной транспортировки теплоты, например для передачи теплоты от ТЭЦ, расположенных на значительном расстоянии от потребителей, в районы теплового потребления, при сохранении внутри районов теплового потребления двухтрубной системы теплоснабжения. В этом случае транзитная однотрубная сеть и тепловая сеть района работают в различных температурных и гидравлических режимах. Тепловая сеть района работает как обычная открытая двухтрубная система теплоснабжения и удовлетворяет абонентов теплотой при любом соотношении нагрузок горячего водоснабжения и отопления.

Однотрубная транзитная линия выполняет функции подпиточной линии системы. Для того чтобы вся система в целом была бессливной, расход воды в транзитной линии за сутки или за другой отрезок времени,

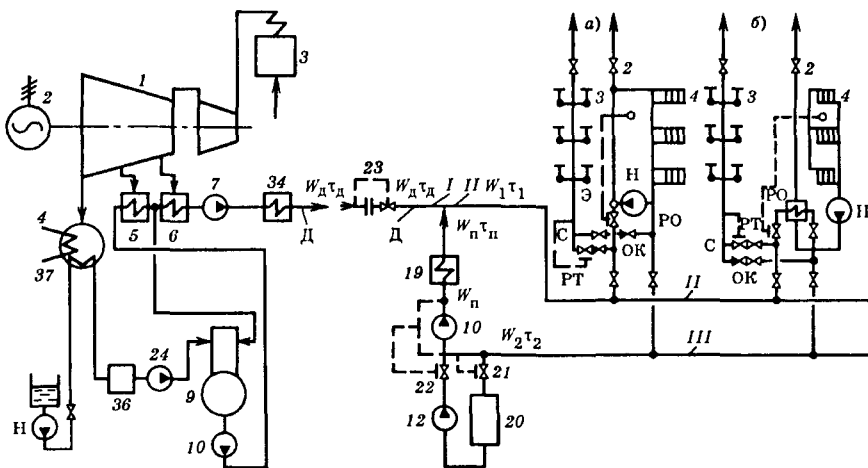


Рис. 3.12. Водяная система теплоснабжения с однотрубной транзитной и двухтрубной распределительной сетью

Схемы присоединений: а — О(ЗССНС) Г(НВ), б — О(Н) Г(НВ); ОК — обратный клапан; Д — магистраль дальнего транспорта; Э — элеватор; РТ — регулятор температуры; РО — регулятор отопления; 12 — подпиточный насос; 19 — пиковая котельная района; 20 — аккумулятор горячей воды; 21 — регулятор слива; 22 — регулятор подпитки; 23 — регулятор расхода транзитной сети; остальные обозначения те же, что и на рис. 3.1

например за неделю, должен быть равен расходу воды на горячее водоснабжение за этот период.

Такую транзитную сеть правильнее называть не однотрубной, а однонаправленной. Поскольку недопустимы перерывы в подпитке действующих систем теплоснабжения, то по условиям резервирования транзитную линию часто приходится выполнять не однотрубной, а двухтрубной, при этом по обеим трубам вода подается только в одном направлении — от ТЭЦ в район теплоснабжения.

Такая система теплоснабжения с однотрубной (однонаправленной) транзитной линией (рис. 3.12) была разработана и предложена проф. В.Б. Пакшвером [76].

Горячая вода подается от ТЭЦ в район теплоснабжения по однотрубной (однонаправленной) транзитной линии I. На транзитной линии установлен регулятор расхода 23, поддерживающий в ней постоянный расход воды, равный средненедельному расходу на горячее водоснабжение.

В районе работает двухтрубная тепловая сеть, состоящая из подающей линии II и обратной III. Циркуляция воды в районной сети производится насосной подстанцией 10. По подающей линии II горячая вода поступает на абонентские вводы а и б, проходит через отопительные системы, частично используется для горячего водоснабжения и затем по обратной линии III возвращается на насосную станцию, на которой имеется подпиточное устройство, состоящее из подпиточного насоса 12 и аккумулятора горячей воды 20. В периоды большого водоразбора, когда расход воды на горячее водоснабжение превышает поступление воды в систему по однотрубному теплопроводу I, снижается давление на перемычке сетевого насоса 10. Это вызывает открытие регулятора подпитки 22, и подпиточный насос 12 подает воду из аккумулятора 20 в систему теплоснабжения. В периоды малого водоразбора, когда расход воды на горячее водоснабжение меньше подачи воды по теплопроводу I, повышается давление на перемычке сетевого насоса 10. Регулятор расхода

да 22 закрывается, а регулятор слива 21 открывается, и избыточное количество воды сливается из сети в аккумулятор 20.

С помощью аккумулятора 20 выравнивается график тепловой нагрузки ТЭЦ и график нагрузки транзитной тепловой сети.

Часть тепловой мощности в виде цикловой котельной района (ПКР) 19 включена после сетевого насоса 10 на подающей линии двухтрубной тепловой сети. Вода, поступающая по однострубному теплопроводу, смешивается с сетевой водой, подогретой в ПКР 19.

Смешанная вода поступает в подающую линию II двухтрубной тепловой сети.

Основной особенностью открытых систем теплоснабжения является разбор сетевой воды из тепловой сети для горячего водоснабжения. Это позволяет использовать для горячего водоснабжения в больших количествах отходящие теплые воды с температурой 15—30 °С, имеющиеся на электростанциях (охлаждающая вода конденсаторов турбин, охлаждающая вода топочных панелей) и на многих промышленных предприятиях. В закрытых системах теплоснабжения возможность использования этой воды весьма ограничена, так как расход на подпитку, для которой эта вода может быть применена, обычно не превышает 0,5—1 % расхода циркулирующей воды.

Использование отходящей от ТЭС тепловой воды в открытых системах дает экономию топлива и снижает стоимость горячего водоснабжения.

В открытых системах упрощается оборудование абонентских вводов и абонентских установок горячего водоснабжения, так как отпадает необходимость применения на вводе водо-водяных подогревателей. При отсутствии у абонента внутренней разводки горячего водоснабжения в некоторых случаях используются для этой цели подающие трубопроводы отопительной установки. Однако такая схема горячего водоснабжения не может быть рекомендована,

так как отбираемая для горячего водоснабжения вода не имеет в этом случае постоянной температуры. В отдельные периоды температура ее значительно ниже 60 °С.

Местные установки горячего водоснабжения в открытых системах теплоснабжения не подвергаются зашламлению и коррозии, так как подпиточная вода до подачи в сеть проходит предварительную обработку — химочистку и деаэрацию.

В открытых системах для этой цели приходится сооружать мощные водоподготовительные установки.

Основные преимущества открытых систем по сравнению с закрытыми:

1) возможность использования для горячего водоснабжения низкопотенциальной отработавшей теплоты электростанций и промышленных предприятий;

2) упрощение и удешевление абонентских вводов (подстанций) и повышение долговечности местных установок горячего водоснабжения;

3) возможность использования для транзитного транспорта теплоты однострубно-й системы.

Недостатки открытых систем:

1) усложнение и удорожание станционной водоподготовки;

2) нестабильность (по запаху, цветности и другим санитарным качествам) воды, поступающей в водоразбор при зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети и высокой окисляемости водопроводной воды, что может быть устранено при практически 100 %-ном присоединении отопительных установок по независимой схеме;

3) усложнение и увеличение объема санитарного контроля системы теплоснабжения;

4) усложнение эксплуатации из-за нестабильности гидравлического режима тепловой сети, связанной с переменным расходом воды в обратной линии;

5) усложнение контроля герметичности системы теплоснабжения в связи с тем, что

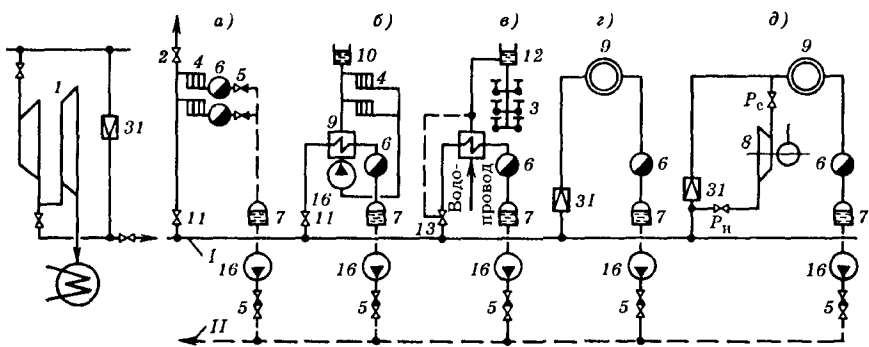


Рис. 3.13. Одитрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата

Схемы присоединений: а — О(З); б — О(Н); в — Г(АВ); г — технологических аппаратов; д — технологических аппаратов с местной термокомпрессией; 1 — паропровод; II — конденсатопровод; 1 — паровая турбина; 2 — воздушный кран; 3 — водоразборный кран; 4 — нагревательный прибор; 5 — обратный клапан; 6 — конденсатоотводчик; 7 — конденсатосборник; 8 — термокомпрессор; 9 — технологический аппарат; 10 — расширительный сосуд; 11 — регулирующий клапан; 12 — аккумулятор горячей воды; 13 — регулятор температуры воды; 16 — насос; 31 — редукционно-охладительная установка

в открытых системах теплоснабжения расход подпитки не характеризует плотность системы.

3.4. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ

Паровые системы сооружаются двух типов: с возвратом конденсата, без возврата конденсата.

В практике промышленной теплофикации широко применяется одитрубная паровая система с возвратом конденсата (рис. 3.13). Пар из отбора турбины поступает в одитрубную паровую сеть I и транспортируется по ней к тепловым потребителям. Конденсат возвращается от потребителей на станцию по конденсатопроводу II. На случай остановки турбины или недостаточной мощности отбора предусмотрена резервная подача пара в сеть через редукционно-охладительную установку 31.

Схемы присоединений абонентских установок к паровой сети зависят от конструкции этих установок. Если пар может быть пущен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по зависимой схеме (см. рис. 3.13, а). Если пар не может быть подан непосредственно в установку абонента, то присоединение про-

изводится по независимой схеме через теплообменник (см. рис. 3.13, б и в).

Конденсат отводится конденсатоотводчиком 6 в сборный резервуар 7, откуда он забирается насосом 16 и перекачивается по конденсатопроводу тепловой сети обратно на станцию. Для защиты установок от поступления в них конденсата из конденсатопровода тепловой сети после насоса 16 установлен обратный клапан 5.

На схеме в показано присоединение горячего водоснабжения.

Технологические аппараты промышленных предприятий присоединяются обычно к паровой сети непосредственно или через РОУ 31. Схема такого присоединения показана на рис. 3.13, г.

Сбор конденсата от теплопотребляющих установок и возврат его к источнику теплоты имеют важное значение не только для надежности работы котельных установок современных теплоэлектроцентралей, но и для экономии теплоты и общей экономичности системы теплоснабжения в целом. Возврат конденсата особенно важен для ТЭЦ с высокими и сверхкритическими начальными параметрами (13 МПа и выше). Сооружение обессоливающих устано-

вок таких ТЭЦ очень дорого, и поэтому мощность этих установок, как правило, ограничена. Невозврат конденсата вызывает необходимость увеличения мощности водоподготовительных установок и дополнительного расхода химических реагентов, а также приводит к дополнительным тепловым потерям.

Основные пути совершенствования системы сбора и возврата конденсата заключаются в следующем:

замене в технологических аппаратах смешивающего подогрева поверхностным;

защите конденсата от загрязнений путем улучшения герметичности поверхностных теплообменников, т.е. создания условий, исключающих попадание загрязняющих веществ в паровую полость теплообменников;

наладке и содержании в работоспособном состоянии конденсатоотводчиков, обеспечивающих отвод конденсата из аппаратов без пропуска пролетного пара;

защите конденсатопроводов от внутренней коррозии в первую очередь посредством применения закрытых схем сбора конденсата с поддержанием в сборных баках конденсата избыточного давления 5—20 кПа за счет пара вторичного вскипания или подачи пара из паропроводов.

Применение открытых систем сбора и возврата конденсата допускается обычно только в условиях, исключающих внутреннюю коррозию конденсатопроводов, например в системах сбора замасленного конденсата. В большинстве случаев применяются напорные системы конденсатопроводов с размещением конденсатных насосов у потребителей, как это показано на рис. 3.13.

Особенно важное значение в системе сбора и возврата конденсата имеют конденсатоотводчики, которые устанавливаются, как правило, после всех поверхностных паровых нагревательных приборов, а также на паропроводах насыщенного пара в возможных узлах скопления конденсата.

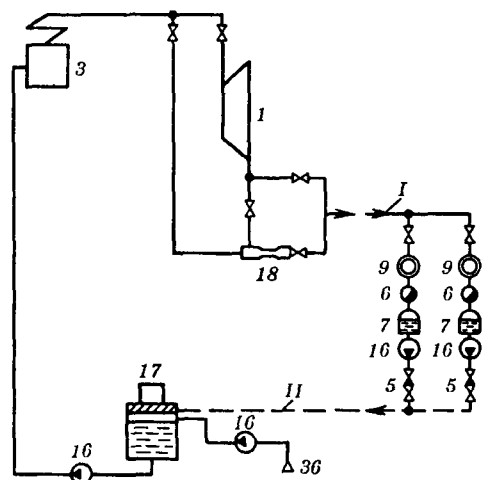


Рис. 3.14. Однотрубная паровая система теплоснабжения с центральной струйной компрессией и с возвратом конденсата

3 — паровой котел; 17 — деаэрация, 18 — струйный компрессор; 36 — химводоочистка, остальные обозначения те же, что и на рис. 3.13

В тех случаях, когда давление пара в паровой сети меньше давления, требующегося отдельным абонентам, оно может быть искусственно повышено у абонентов при помощи компрессора. Для этой цели применяются поршневые, ротационные или центробежные компрессоры с электрическим или механическим приводом (рис. 3.13, д).

Если давление пара, получаемого из отборов турбин на ТЭЦ, недостаточно для удовлетворения всех или значительной части тепловых потребителей, то оно может быть искусственно повышено на станции. Для повышения давления пара на станции можно применять струйные компрессоры. На рис. 3.14 показана паровая система с центральной термокомпрессией. Отрабатывающий пар из турбины поступает в приемную камеру струйного компрессора 18, в сопло которого поступает свежий пар из котла. Сжатый пар при повышенном давлении выходит из диффузора компрессора в паровую сеть.

Расчет и характеристика струйных компрессоров приведены в [103]. В тех случаях, когда промышленным потребителям района требуется пар разных давлений (низкого и повышенного), а станция может

удовлетворить потребность в паре низкого давления из отборов турбин и потребность в паре повышенного давления непосредственно из котлов, применяются двухтрубные и многотрубные системы. Двухтрубные паровые системы иногда применяются также при различных расходах пара у абонентов в разные сезоны, например зимой и летом. В этом случае в периоды больших расходов пара включаются в работу оба паропровода, а в периоды малых расходов — один. В некоторых случаях двухтурбинные паровые системы применяются по условиям резервирования, когда для технологического процесса недопустимы даже кратковременные перерывы в подаче пара.

На рис. 3.15 показана двухтрубная паровая система с возвратом конденсата. Отработавший пар низкого давления поступает из турбины в один паропровод. Редуцированный пар из котла или пар из отбора повышенного давления поступает в другой паропровод. В зависимости от требуемых параметров теплоты абонентские установки присоединяются к тому или другому паропроводу. Конденсат возвращается на станцию по общему конденсатопроводу.

В некоторых случаях при пароснабжении потребителей от ТЭЦ низкого давления (начальное давление 4,5 МПа и ниже), на ко-

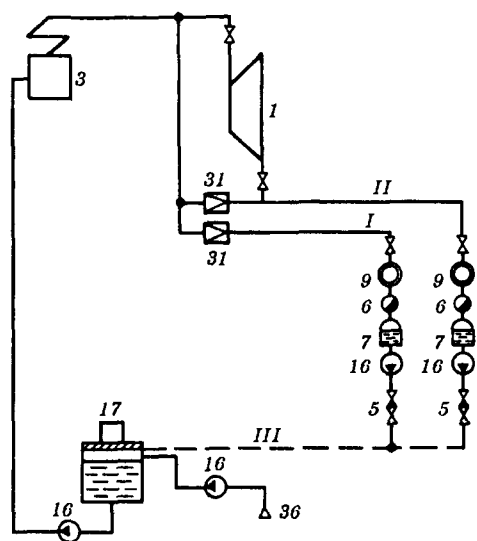


Рис. 3.15. Двухтрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата

3 — паровой котел, 17 — деаэратор, 36 — химводоочистка, остальные обозначения те же, что и на рис 3.13

торых применяются упрощенные водоподготовительные установки, экономически оправдывается отказ от возврата конденсата, если его можно использовать в абонентских установках. При отказе от возврата конденсата упрощаются и удешевляются тепловая сеть и абонентская установка (из-за замены поверхностного подогрева смешивающим), а также экономится

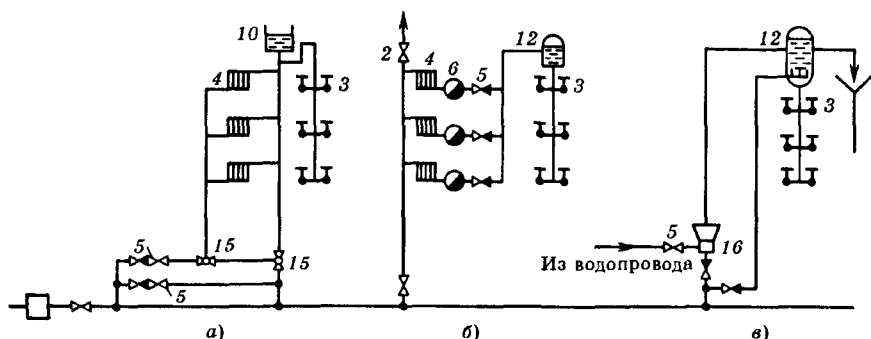


Рис. 3.16. Однотрубная паровая система без возврата конденсата

Схемы присоединений а — водяной отопительной установки и установки горячего водоснабжения, б — паровой отопительной установки и установки горячего водоснабжения, в — установки горячего водоснабжения, 15 — паровой инжектор, 16 — струйный подогреватель, остальные обозначения те же, что и на рис 3.13

электроэнергия на перекачку. Поскольку электроконденсат компенсируется увеличением производительности стационарной водоподготовки, возрастает начальная стоимость станции и увеличиваются потери котельной из-за увеличения продувки котлов.

Проведенные исследования показывают, что для ТЭЦ низкого и среднего давления при удовлетворительном качестве исходной сырой воды (содержание менее 250 мг/л) экономически целесообразно использовать конденсат у абонентов для технологического горячего водоснабжения.

На рис. 3.16 показана паровая система без возврата конденсата. Все потребители теплоты присоединяются, как правило, непосредственно, без промежуточных теплообменников. Конденсат греющего пара используется для горячего водоснабжения абонентов.

3.5. СВЕРХДАЛЬНЯЯ ТРАНСПОРТИРОВКА ТЕПЛОТЫ

В связи с ужесточением экологических норм защиты окружающей среды существенно увеличилось минимально допустимое расстояние от атомных источников, а также от мощных источников теплоты на твердом топливе до границы крупных городов.

Возникает необходимость разработки и создания системы сверхдальней (например, более 30 км) транспортировки теплоты от источников, удаленных от районов теплового потребления на многие десятки километров. В ряде случаев эти расстояния могут составлять 100—150 км и более.

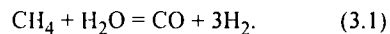
Для этой цели предлагается использовать процессы, позволяющие существенно повысить количество передаваемой теплоты в единице транспортируемого объема энергоносителя.

Все эти процессы можно условно разделить на *каталитические* и *некаталитические*. Особенность каталитических процессов заключается в возможности транспортировки продуктов разложения по общему

трубопроводу, что существенно упрощает систему транспорта энергоносителя. При каталитических методах система дальней транспортировки остается двухтрубной, как и при традиционном теплоносителе — воде. Основная сложность каталитических процессов состоит в необходимости специальной каталитической установки для превращения продуктов разложения в исходный продукт.

В качестве одной из таких систем может быть рассмотрена система транспортировки теплоты в химически связанном состоянии (рис. 3.17), базирующаяся на реакции паровой конверсии метана [84, 136].

Газ метан CH_4 и водяной пар H_2O , подведенные к реактору 1, при температуре около 400°C вступают в химическую реакцию, которая заканчивается при температуре около 800°C . В результате реакции



образуется смесь водорода H_2 и оксида углерода CO .

На этот процесс паровой конверсии затрачивается значительное количество теплоты, подводимое к реактору извне 2/. В качестве теплоисточника для процесса конверсии может быть использована теплота сжигания органического топлива или внутриядерная энергия. Удельный расход теплоты на процесс конверсии составляет $206 \text{ ГДж/моль} = 12,8 \text{ кДж/кг CH}_4$.

Полученная в реакторе 1 высокотемпературная газовая смесь водорода H_2 и оксида углерода CO проходит через регенеративный теплообменник 2, в котором она охлаждается, отдавая теплоту исходным продуктам (метану и водяному пару), которые подогреваются до температуры около 400°C .

Охлажденная газовая смесь $\text{CO} + 3\text{H}_2$ после регенеративного теплообменника проходит через парогенератор низкого давления 3 и регенеративный подогреватель питательной воды 4, где, отдавая теплоту, охлаждается до $40\text{—}50^\circ\text{C}$. При необходимости после регенеративного подогревателя питательной воды может включаться дополнительный охладитель газовой

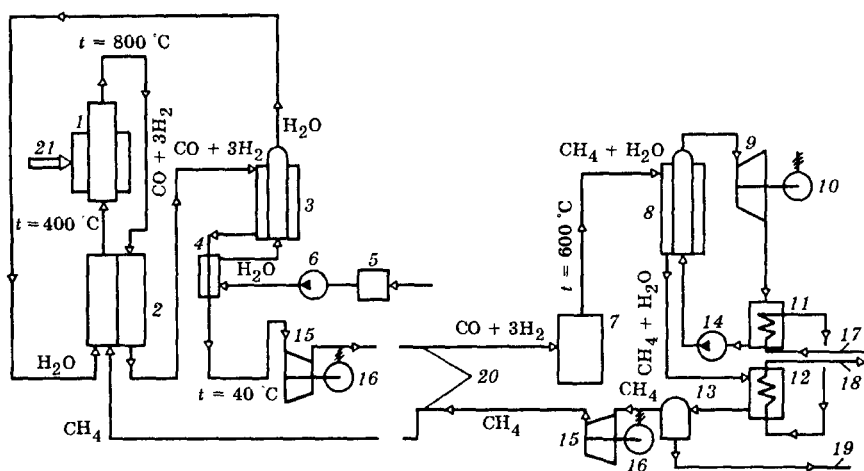


Рис. 3.17. Принципиальная схема дальней транспортировки теплоты в химически связанном состоянии

1 — реактор конверсионный; 2 — регенеративный газо-газовый теплообменник; 3 — котел низкого давления; 4 — газовойодяной регенеративный подогреватель питательной воды; 5 — химводоочистка; 6 — питательный насос; 7 — метанатор; 8 — котел повышенного давления; 9 — теплофикационная паровая турбина; 10 — электрогенератор; 11 — теплофикационный подогреватель; 12 — газовый подогреватель сетевой воды; 13 — водоотделитель; 14 — питательный насос; 15 — газовый компрессор; 16 — электропривод компрессора; 17 — обратная линия теплосети; 18 — подающая линия теплосети; 19 — отвод воды в систему технического водоснабжения; 20 — трубопроводы дальнего транспорта теплоты в химически связанном состоянии; 21 — подвод высокопотенциальной теплоты

смеси, из которого теплота отводится в окружающую среду.

Холодная газовая смесь ($\text{CO} + 3\text{H}_2$) транспортируется по газопроводу 20 в район теплоснабжения. Транспортировка газа осуществляется под действием перепада давлений, создаваемого компрессором 15 аналогично транспортировке природного газа.

В районе теплоснабжения газовая смесь поступает в специальный аппарат — метанатор 7, где снова превращается в смесь метана CH_4 и водяного пара H_2O . Реакция сопровождается выделением теплоты при температуре около 600 °C.

Полученная в метанаторе горячая смесь метана и водяного пара поступает в парогенератор 8, в котором за счет использования физической теплоты газовой смеси вырабатывается водяной пар энергетических параметров. Пар поступает в теплофикационную турбоустановку 9, в которой комбинированным методом вырабатываются электроэнергия и теплота. Отработавший пар из турбоустановки 9 поступает в теплофикационный подогреватель 11, где, конденсируясь, от-

дает теплоту сетевой воде. Конденсат насосом 14 подается в парогенератор 8.

Смесь метана и водяного пара после парогенератора проходит через теплообменник 12, где используется для дополнительного подогрева сетевой воды.

Вода, выделившаяся из парогазовой смеси в процессе ее охлаждения в парогенераторе 8 и теплообменнике 12, отводится с помощью водоотделителя 13 в систему технического водоснабжения 19. Осушенный метан возвращается по обратному газопроводу 20 к источнику теплоты.

Таким образом, теплота высокого потенциала, подведенная к конверсионному реактору 1, превращается в нем в основном в химическую энергию. Эта химическая энергия в виде газовой смеси водорода H_2 и оксида углерода CO передается по сверхдальному теплопроводу 20 в район теплоснабжения. В метанаторе 7, размещенном в районе теплоснабжения, химическая энергия превращается в теплоту повышенного потенциала и используется для комбинированной выработки электрической энергии и тепло-

ты низкого потенциала, используемой для теплоснабжения.

Рассматриваемая система создает возможность выработки электрической энергии и теплоты без непосредственного сжигания топлива в городах. В процессе работы системы метан не расходуется, а только циркулирует в замкнутом контуре: конверсионный реактор — газопровод $\text{CO} + 3\text{H}_2$ — метанатор — газопровод CH_4 — конверсионный реактор.

Основные преимущества системы дальней транспортировки теплоты в химически связанном состоянии по сравнению с двухтрубной водяной системой теплоснабжения:

- 1) возможность передачи теплоты на большие расстояния (100 км и более) практически без потерь в окружающую среду;
- 2) упрощение конструкции дальних трубопроводов и снижение их стоимости благодаря отсутствию тепловой изоляции и компенсаторов температурных деформаций, а также увеличению пропускной способности по теплоте примерно втрое по сравнению с водяной двухтрубной системой при трубопроводах одного и того же диаметра.

Основные недостатки рассматриваемой системы:

- 1) усложнение и удорожание теплоисточников;
- 2) снижение удельной комбинированной выработки электрической энергии.

Возможно также создание некаталитических систем транспорта теплоты в химически связанном состоянии, основанных на использовании эндотермических реакций разложения растворов (на источнике теплоты) и экзотермических реакций их синтеза (в районах теплового потребления). В этих системах теплота на источнике (ТЭЦ или котельной) затрачивается на выпаривание летучего вещества из раствора. После охлаждения растворенное вещество и растворитель раздельно (по отдельным трубопроводам) транспортируются в район теплоснабжения.

После выделения энергии растворения в процессе синтеза растворенного вещества и растворителя восстановленный раствор возвращается по обратному трубопроводу к источнику теплоты. Системы, основанные на некаталитических методах, являются, как правило, трехтрубными.

По двум подающим трубопроводам растворенное вещество и растворитель транспортируются от источника теплоты в район теплоснабжения. По обратному трубопроводу восстановленный раствор транспортируется из района теплоснабжения к источнику теплоты. В качестве таких растворов могут быть использованы $\text{Ca}(\text{OH})_2$, MgCO_3 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$, $(\text{NH}_4)_2\text{CO}_3$ и др.

3.6. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения определяется техническими и экономическими соображениями и зависит главным образом от типа источника теплоты и вида тепловой нагрузки. Рекомендуется максимально упрощать систему теплоснабжения. Чем система проще, тем она дешевле в сооружении и надежнее в эксплуатации. Наиболее простые решения дает применение единого теплоносителя для всех видов тепловой нагрузки.

Если тепловая нагрузка района состоит только из отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, то при теплофикации применяется обычно двухтрубная водяная система. В тех случаях, когда кроме отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в районе имеется также небольшая технологическая нагрузка, требующая теплоты повышенного потенциала, при теплофикации рационально применение трехтрубных водяных систем. Одна из подающих линий системы используется для удовлетворения нагрузки повышенного потенциала.

В тех случаях, когда основной тепловой нагрузкой района является технологическая нагрузка повышенного потенциала, а сезон-

ная тепловая нагрузка невелика, в качестве теплоносителя применяется обычно пар.

При выборе системы теплоснабжения и параметров теплоносителя учитываются технические и экономические показатели по всем элементам: источнику теплоты, сети, абонентским установкам. Энергетически вода выгоднее пара. Применение многоступенчатого подогрева воды на ТЭЦ позволяет повысить удельную комбинированную выработку электрической и тепловой энергии, благодаря чему возрастает экономия топлива. При использовании паровых систем вся тепловая нагрузка покрывается обычно отработавшим паром более высокого давления, отчего удельная комбинированная выработка электрической энергии снижается.

Основные преимущества воды как теплоносителя по сравнению с паром:

1) большая удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления;

2) сохранение конденсата на ТЭЦ, что имеет особенно важное значение для электростанций высокого давления;

3) возможность центрального регулирования однородной тепловой нагрузки или определенного сочетания разных видов нагрузки при одинаковом отношении расчетных нагрузок у абонентов, что упрощает местное регулирование;

4) более высокий КПД системы теплоснабжения вследствие отсутствия в абонентских установках потерь конденсата и пара, имеющих место в паровых системах;

5) повышенная аккумулирующая способность водяной системы.

Основные недостатки воды как теплоносителя:

1) большой расход электроэнергии на перекачку сетевой воды по сравнению с ее расходом на перекачку конденсата в паровых системах;

2) большая «чувствительность» к авариям, так как утечки теплоносителя из па-

ровых сетей вследствие значительных удельных объемов пара во много (примерно 20—40) раз меньше, чем в водяных системах (при небольших повреждениях паровые сети могут продолжительно оставаться в работе, в то время как водяные системы требуют остановки);

3) большая плотность теплоносителя и жесткая гидравлическая связь между всеми точками системы.

По условиям удовлетворения теплового режима абонентских установок, определяемого средней температурой теплоносителя в абонентских теплообменниках, вода и пар могут считаться равноценными теплоносителями. Только в особых случаях, когда пар используется непосредственно для технологического процесса (обдувка, пропарка и т.д.), он не может быть заменен водой.

При теплоснабжении от котельных пар применяется и при тепловых нагрузках низкого потенциала.

Серьезное значение имеет правильный выбор параметров теплоносителя. При теплоснабжении от котельных рационально, как правило, выбирать высокие параметры теплоносителя, допустимые по условиям техники транспортировки теплоты по сети и использования ее в абонентских установках. Повышение параметров теплоносителя приводит к уменьшению диаметров тепловой сети и снижению расходов по перекачке (при воде). При теплофикации необходимо учитывать влияние параметров теплоносителя на экономику ТЭЦ.

Выбор водяной системы теплоснабжения закрытого или открытого типа зависит главным образом от условий водоснабжения ТЭЦ, качества водопроводной воды (жесткости, коррозионной активности, окисляемости) и располагаемых источников низкопотенциальной теплоты для горячего водоснабжения.

Обязательным условием как для открытой, так и для закрытой систем теплоснабжения является обеспечение стабильного

качества горячей воды у абонентов в соответствии с ГОСТ 2874—73 «Вода питьевая». В большинстве случаев качество исходной водопроводной воды предопределяет выбор системы теплоснабжения.

Преимущественное применение каждой из рассматриваемых систем теплоснабжения определяется следующими показателями исходной водопроводной воды. При закрытой системе: индекс насыщения $J > -0,5$; карбонатная жесткость $Ж_k \leq 7$ мг-экв/л; $(Cl + SO_4) \leq 200$ мг/л; перманганатная окисляемость не регламентируется.

При открытой системе: перманганатная окисляемость $O < 4$ мг/л; индекс насыщения, карбонатная жесткость, концентрация хлорида и сульфатов не регламентируются.

При повышенной окисляемости ($O > 4$ мг/л) в застойных зонах открытых систем теплоснабжения (радиаторы отопительных установок и др.) развиваются микробиологические процессы, следствие которых — сульфидное загрязнение воды. Так, вода, отбираемая из отопительных установок для горячего водоснабжения, имеет неприятный сероводородный запах.

По энергетическим показателям и по начальным затратам современные двухтрубные закрытые и открытые системы теплоснабжения являются в среднем равноценными. По начальным затратам открытые системы имеют некоторые экономические преимущества при наличии на ТЭЦ источников мягкой воды, не нуждающейся в водоподготовке и удовлетворяющей санитарным требованиям к питьевой воде. При использовании открытых систем вода для горячего водоснабжения отбирается из тепловой сети, что, с одной стороны, разгружает сеть холодного водопровода и создает в ряде случаев дополнительные экономические преимущества, а с другой — часто вынуждает подводить к ТЭЦ магистральные водоводы, что увеличивает капитальные затраты. По эксплуатационным расходам откры-

тые системы несколько уступают закрытым в связи с дополнительными затратами на водоподготовку. В эксплуатации открытые системы сложнее закрытых из-за нестабильности гидравлического режима тепловой сети, усложнения санитарного контроля плотности системы.

При дальнейшей транспортировке теплоты в районах с относительно большой нагрузкой горячего водоснабжения при наличии вблизи ТЭЦ или котельной источников воды, удовлетворяющей санитарным требованиям, экономически оправдано применение открытой системы теплоснабжения с одноструйным (однонаправленным) транзитом и двухтрубной распределительной сетью.

При суперсверхдальней транспортировке теплоты на расстояние порядка 100—150 км и более целесообразно проверить экономичность применения химотермической системы передачи теплоты, т.е. транспортировки теплоты в химически связанном состоянии.

Контрольные вопросы и задания

1. Сравните водяные и паровые системы централизованного теплоснабжения. Каковы их преимущества и недостатки?
2. Чем объясняется преимущественное применение при теплофикации в России водяной системы теплоснабжения?
3. Сравните закрытые и открытые системы теплоснабжения. Каковы их преимущества и недостатки? Область целесообразного применения каждой системы.
4. Назначение подпиточного устройства на источнике теплоты в системе водяного теплоснабжения?
5. По какому импульсу или параметру регулируется подача подпиточных насосов?
6. Каково значение групповых тепловых подстанций в водяных тепловых сетях? Укажите преимущества и недостатки систем теплоснабжения с групповыми тепловыми подстанциями.
7. Особенности зависимой и независимой схем присоединения теплопотребляющих установок абонентов к водяной тепловой сети? Об-

- ласти целесообразного применения каждой из них.
8. Объясните назначение смесительных устройств в узлах присоединения отопительных установок к тепловой сети. Типы применяемых смесительных устройств.
 9. Каковы преимущества и недостатки струйного смесителя (элеватора) в узле присоединения отопительной установки к водяной тепловой сети?
 10. Приведите схемы включения аккумуляторов горячей воды в абонентских установках при закрытой и открытой системах теплоснабжения и объясните принцип их работы.
 11. Приведите схемы параллельного и двухступенчатого последовательного присоединения на абонентском вводе горячего водоснабжения и отопительной установки. В чем заключаются преимущества и недостатки двухступенчатой последовательной схемы по сравнению с параллельной?
 12. Какие параметры, характеризующие режим работы отопительной установки, используются для группового или местного регулирования отопительной нагрузки?
 13. При какой структуре тепловой нагрузки целесообразно использовать трехтрубные водяные системы теплоснабжения?
 14. Какие преимущества дает присоединение отопительной установки и установки горячего водоснабжения к водяной тепловой сети по принципу связанного регулирования?
 15. При какой структуре городской тепловой нагрузки возможно применение однострунной (однонаправленной) транзитной транспортировки теплоты в открытых системах теплоснабжения?
 16. Укажите основные пути совершенствования системы сбора и возврата конденсата. Каковы особенности закрытой системы сбора и возврата конденсата?
 17. Приведите основную особенность системы сверхдальней транспортировки теплоты в химически связанном состоянии.
 18. Опишите основные процессы системы сверхдальней транспортировки теплоты в химически связанном состоянии на базе конверсии метана.

РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

4.1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$t_{нo}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °C, значения которой для ряда районов бывшего СССР приведены в приложении 1; t_n — текущее значение температуры наружного воздуха, $t_n \geq t_{нo}$; $t_{вp}$ — расчетная температура воздуха отапливаемых помещений, °C; t_b — любая температура воздуха в отапливаемых помещениях, °C; $t_{нв}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции, °C; $t_{н.к}$ — температура наружного воздуха, соответствующая началу или концу отопительного сезона, °C; Q' — расчетная тепловая нагрузка (для отопления соответствует наружной температуре $t_{нo}$).

При расчетной тепловой нагрузке Q' : τ'_1 — температура воды в подающем трубопроводе, °C; τ'_2 — температура воды в обратном трубопроводе, °C; τ'_3 — температура воды в подающем стояке местной системы после смещения на вводе, °C; $\delta\tau' = \tau'_1 - \tau'_2$ — перепад температур воды в тепловой сети, °C; $\theta' = \tau'_3 - \tau'_2$ — перепад температур воды в местной системе, °C; τ'_{np} — средняя температура нагревательного прибора в местной системе, °C; t'_{cp} — средняя температура нагреваемой среды, °C; $\Delta t'$ — температурный напор нагревательного прибора местной системы, $\Delta t' = \tau'_{np} - t'_{вp}$, °C; k' — коэффициент теплопередачи нагревательных приборов местной системы, G' — расход воды в тепловой сети; $W' = G'c_p$ — эквивалент расхода воды; $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_{np}, \delta\tau, \theta, \Delta t, k, G, W$ — те же величины при произвольной тепловой нагрузке $Q < Q'$; u — коэффициент сме-

шения, т.е. отношение расхода подмешиваемой воды из обратной линии к расходу воды из подающей линии тепловой сети; F — площадь поверхности нагревательных приборов, m^2 ; c_p — теплоемкость воды, $c_p = 4,19$ кДж/(кг·K) = 1 ккал/(кг·°C); $\bar{Q}, \bar{G}, \bar{W}, \bar{\delta\tau}, \bar{\theta}, \bar{k}$ — относительные величины соответственно тепловой нагрузки, расхода, перепада температур в сети, перепада температур в местной системе, температурного напора в нагревательных приборах, коэффициента теплопередачи нагревательных приборов: $\bar{Q} = Q/Q'$; $\bar{G} = G/G'$; $\bar{W} = W/W'$; $\bar{\delta\tau} = \delta\tau/\delta\tau'$; $\bar{\Delta t} = \Delta t/\Delta t'$; $\bar{k} = k/k'$.

4.2. МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Тепловая нагрузка абонентов непостоянна. Она изменяется в зависимости от метеорологических условий (температуры наружного воздуха, скорости ветра, инсоляции), режима расхода воды на горячее водоснабжение, режима работы технологического оборудования и других факторов. Для обеспечения высокого качества теплоснабжения, а также экономичных режимов выработки теплоты на ТЭЦ или в котельных и транспортировки ее по тепловым сетям выбирается соответствующий метод регулирования.

В зависимости от пункта осуществления регулирования различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование. Центральное регулирование выполняется на ТЭЦ или в котельной; груп-

повое — на групповых тепловых подстанциях (ГТП); местное — на местных тепловых подстанциях (МТП), называемых часто абонентскими вводами; индивидуальное — непосредственно на теплопотребляющих приборах. В большинстве случаев тепловая нагрузка в районе разнородна. В одном и том же районе и даже на одном и том же абонентском вводе к тепловой сети присоединяется разнородная тепловая нагрузка, например: отопление и горячее водоснабжение; отопление, вентиляция и горячее водоснабжение и т.д. Кроме того, в крупных городах с протяженными тепловыми сетями абоненты, расположенные на разном расстоянии от ТЭЦ, из-за транспортного запаздывания теплоносителя находятся в неодинаковых условиях.

Для обеспечения высокой экономичности теплоснабжения следует применять комбинированное регулирование, которое должно являться рациональным сочетанием, по крайней мере, трех ступеней регулирования — центрального, группового или местного и индивидуального.

Однако индивидуальное регулирование непосредственно на теплопотребляющих приборах требует применения большого количества индивидуальных регуляторов. В настоящее время это не всегда выполнимо, потому что требуются большие затраты на реконструкцию действующих теплопотребляющих установок. Особенно затруднена реконструкция систем отопления, которые выполнены по однотрубной схеме, когда работа одних нагревательных приборов жестко связана с работой других. Поэтому регулирование систем теплоснабжения и режимов отпуска теплоты ограничивается только двумя-тремя ступенями — центральным и групповым и (или) местным, а в системах теплоснабжения малой мощности — одной ступенью на источнике теплоты.

Эффективное регулирование может быть достигнуто только с помощью соот-

ветствующих систем автоматического регулирования (САР), а не вручную, как это имело место в начальный период развития централизованного теплоснабжения.

Центральное регулирование ведется по типовой тепловой нагрузке, характерной для большинства абонентов района. Такой нагрузкой может быть как один вид нагрузки, например отопление, так и два разных вида при определенном их количественном соотношении, например отопление и горячее водоснабжение при заданном отношении расчетных значений этих нагрузок [39, 83, 105].

В 1970—1980 гг. нашло широкое применение центральное регулирование по совмещенной нагрузке — отопления и горячего водоснабжения, так как эти нагрузки являются основными в современных городах и при рассматриваемом методе регулирования можно удовлетворять нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения или с незначительным увеличением расчетного расхода воды в сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление. Снижение расчетного расхода воды в сети приводит к уменьшению диаметров трубопроводов тепловых сетей, а следовательно, и к снижению начальных затрат на их сооружение.

Как при групповом, так и при местном регулировании используются САР, управляющие подачей теплоты в группы однотипных теплопотребляющих установок или приборов. При таком решении значительно сокращается количество устанавливаемых авторегуляторов, однако подача теплоты проводится по усредненному параметру для каждого вида тепловой нагрузки, изменяемому в одной или нескольких контрольных точках установки. При наличии в местной системе разрегулировки нарушается требуемый температурный режим в отдельных точках, хотя среднее значение регулируемого параметра в контрольной точке системы при этом выдерживается. Для

обеспечения высокого качества и экономичности теплоснабжения необходима тщательная начальная регулировка абонентской установки, обеспечивающая правильное распределение теплоносителя по отдельным приборам местной системы.

Основное количество теплоты в абонентских системах расходуется для нагревательных целей, поэтому тепловая нагрузка зависит в первую очередь от режима теплоотдачи нагревательных приборов. Нагревательные приборы абонентских установок весьма разнообразны по своему характеру, конструкции и техническому оформлению: это отопительные приборы, отдающие теплоту воздуху излучением и свободной конвекцией; вентиляционные калориферы, нагревающие воздух, движущийся с большой скоростью вдоль поверхности нагрева; различные технологические аппараты, в которых пар или вода нагревают вторичный агент. Несмотря на все многообразие, теплоотдача всех видов нагревательных приборов может быть описана общим уравнением

$$Q = kF\Delta t n = W_{\text{п}}(\tau_1 - \tau_2)n, \quad (4.1)$$

где Q — количество теплоты, отданное за время n ; kF — произведение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов на их поверхность нагрева; Δt — средняя разность температур между греющей и нагреваемой средой; $W_{\text{п}}$ — эквивалент расхода первичной (греющей) среды; τ_1 и τ_2 — температуры первичной (греющей) среды на входе в нагревательный прибор и на выходе из него.

Средняя разность температур может быть представлена в первом приближении как разность между среднеарифметическими температурами греющей и нагреваемой среды:

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - t_{\text{ср}}, \quad (4.2)$$

где $t_{\text{ср}}$ — средняя температура нагреваемой среды; t_2 , t_1 — температуры вторичной (на-

греваемой) среды на входе в нагревательный прибор и на выходе из него.

Как следует из уравнений (4.1) и (4.2),

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{nW_{\text{п}}};$$

$$Q = kF \left(\frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - t_{\text{ср}} \right) n.$$

Из совместного решения находим

$$Q = \frac{(\tau_1 - t_{\text{ср}})n}{\frac{1}{kF} + \frac{0,5}{W_{\text{п}}}}. \quad (4.3a)$$

Как видно из (4.3a), тепловая нагрузка принципиально может регулироваться за счет изменения пяти параметров: коэффициента теплопередачи нагревательных приборов k , площади включенной поверхности нагрева F , температуры греющего теплоносителя на входе в прибор τ_1 , эквивалента расхода греющего теплоносителя $W_{\text{п}}$, времени работы прибора n .

Для центрального регулирования из этих пяти параметров практически можно использовать только τ_1 и $W_{\text{п}}$. При этом необходимо учитывать, что возможный диапазон изменения τ_1 и $W_{\text{п}}$ в реальных условиях ограничен рядом обстоятельств.

При разнородной тепловой нагрузке нижним пределом τ_1 является обычно температура, требуемая для горячего водоснабжения (обычно 60 °С). Верхний предел τ_1 определяется допустимым давлением в подающей линии тепловой сети из условия не вскипания воды. Верхний предел $W_{\text{п}}$ определяется располагаемым напором на ГТП или МТП и гидравлическим сопротивлением абонентских установок. Что же касается параметров k , F и n , то ими можно пользоваться для изменения расхода теплоты, как правило, только при местном регулировании.

Если теплоносителем служит насыщенный пар, то, поскольку $W_{II} = 1/2$, а $\tau_1 = \tau_2 = \tau$, уравнение (4.3а) принимает вид

$$Q = kFn(\tau - t_{cp}), \quad (4.3б)$$

где τ — температура конденсации пара, °С.

Основной метод регулирования тепловой нагрузки нагревательных приборов при использовании пара заключается в изменении температуры конденсации посредством дросселирования или же в изменении времени n работы прибора, т.е. работа так называемыми «пропусками». Оба метода регулирования являются местными.

В водяных системах централизованного теплоснабжения (СЦТ) принципиально возможно использовать три метода центрального регулирования:

1) качественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты за счет изменения температуры теплоносителя на входе в прибор при сохранении постоянным количества (расхода) теплоносителя, подаваемого в регулируемую установку;

2) количественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты путем изменения расхода теплоносителя при постоянной температуре его на входе в регулируемую установку;

3) качественно-количественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты посредством одновременного изменения расхода $G_n(W_n)$ и температуры теплоносителя τ_1 .

При автоматизации абонентских вводов основное применение в городах получило центральное качественное регулирование, дополняемое на ГТП или МТП количественным регулированием или регулированием пропусками.

Качественная работа отопительных установок жилых и общественных зданий при применении количественного регулирования или регулирования пропусками возможна только при присоединении этих установок к тепловой сети по независимой

схеме или по зависимой схеме со смешительным насосом (см. рис. 3.6, л и м и 3.10, к и л), так как только при этих схемах присоединения в местных отопительных установках может поддерживаться расчетный расход воды независимо от ее расхода из тепловой сети.

При присоединении отопительных установок к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором без дополнительного смешительного насоса снижение расхода сетевой воды вызывает пропорциональное изменение ее расхода в местной системе. При уменьшении расхода воды в отопительной установке увеличивается перепад температур воды в отопительных приборах и возрастает гравитационный перепад, что приводит к вертикальной разрегулировке отопительных систем. Это обстоятельство ограничивает использование количественного регулирования в двухтрубных отопительных установках жилых зданий, имеющих, как правило, значительную высоту и небольшую потерю напора при расчетном расходе воды.

Разрегулировка в отопительных установках возникает также при регулировании пропусками, так как при периодических включениях и выключениях циркуляции отопительные приборы, находящиеся на различном расстоянии от узла регулирования, находятся в неодинаковых условиях.

При теплоснабжении от ТЭЦ комбинированная выработка электрической энергии при центральном качественном регулировании больше, чем при других методах центрального регулирования. Центральное количественное регулирование уступает качественному в отношении стабильности теплового режима отопительных установок, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме с элеваторным смешением без установки дополнительного смешительного насоса. Вследствие переменного расхода воды в сети расход электроэнергии на пере-

качку при количественном регулировании меньше, чем при качественном.

При разнородной тепловой нагрузке, когда применение центрального регулирования в течение всего отопительного сезона не дает возможности сочетать требования различных абонентов, снабжаемых теплотой от единой тепловой сети, приходится менять метод центрального регулирования на различных диапазонах отопительного периода.

Центральное регулирование отпуска теплоты принципиально может осуществляться как при непрерывной, так и при периодической подаче теплоты абонентам — «пропусками». В последнем случае увязка графиков подачи и использования теплоты осуществляется с помощью различных теплоаккумулирующих установок.

Для всех систем непрерывного регулирования действительны следующие зависимости, базирующиеся на уравнениях теплового баланса и теплопередачи:

$$\bar{Q} = \bar{W} \bar{\delta\tau} = \bar{k} \bar{\Delta t}. \quad (4.4)$$

В ряде случаев при расчете режимов регулирования с переменным расходом воды приходится задаваться зависимостью расхода или эквивалента расхода воды в сети от тепловой нагрузки. Эту зависимость удобно описывать эмпирическим уравнением

$$\bar{W} = \bar{Q}^m$$

или

$$\bar{Q} = \bar{W}^{1/m}. \quad (4.5)$$

Принципиально уравнение (4.5) применимо при всех системах регулирования.

При качественном регулировании, т.е. при постоянном расходе сетевой воды, $m = 0$, $\bar{W} = 1$. Как видно из (4.4), в этом случае

$$\bar{Q} = \bar{\delta\tau}.$$

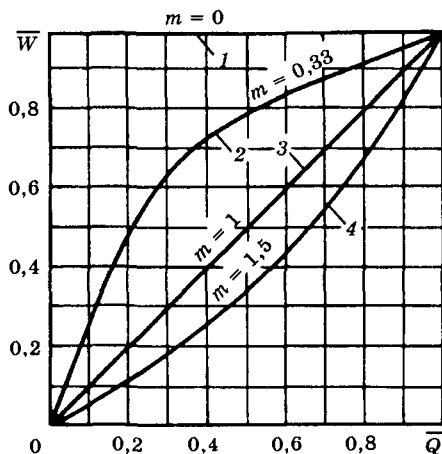


Рис. 4.1. Зависимость $\bar{Q} \leq f(\bar{W})$

1 — качественное регулирование, 2 — качественно-количественное регулирование, 3, 4 — количественное регулирование

При количественном регулировании $m \geq 1$. Тогда как видно из уравнения (4.5)

$$\bar{Q} \geq \bar{W}.$$

При качественно-количественном регулировании $0 \leq m \leq 1$. Как видно из выражения (4.5), в этом случае

$$\bar{Q} \leq \bar{W}.$$

На рис. 4.1 приведена зависимость $\bar{Q} \leq f(\bar{W})$ при различных системах регулирования.

4.3. ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ И УСТАНОВОК

Оборудование абонентских установок состоит из различного рода теплообменных аппаратов, нагревательных приборов, водяных подогревателей, калориферов и т.п.

Расчет регулирования современных систем централизованного теплоснабжения проводится по уравнениям, описывающим работу различного типа теплообменных аппаратов в нерасчетных условиях. В таких условиях обычно известны только температуры теплоносителей на входе в теплоис-

пользующие установки и, как правило, неизвестны температуры теплоносителей на выходе из них. Поэтому уравнение тепловой нагрузки теплообменных аппаратов в форме $Q = kF\Delta t$ неудобно для расчета режимов регулирования, так как заранее неизвестно значение Δt , которое в этом случае приходится определять методом последовательных приближений.

Расчет регулирования значительно облегчается при использовании так называемых тепловых характеристик теплообменных аппаратов, в которые в качестве множителя входит не средняя разность температур между теплообменивающимися потоками Δt , а максимальная разность температур греющей и нагреваемой сред на входе в аппарат Δ , которая при расчете регулирования, как правило, известна.

Тепловая нагрузка всех видов конвективных теплообменных аппаратов может быть определена по уравнению характеристики [60, 101, 106]

$$Q = \epsilon W_M \nabla, \quad (4.6)$$

где ϵ — удельная тепловая нагрузка на единицу меньшего эквивалента расхода W_M и на 1°C максимальной разности температур ∇ , или коэффициент эффективности теплообменного аппарата; $W_M = (Gc)_m$ — меньшее значение эквивалента расхода теплообменивающихся сред, Дж/(с·К) или ккал/(ч·°C); G — расход теплоносителя, кг/с или кг/ч; c — теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К) или ккал/(кг·°C); $\nabla = \tau_1 - t_2$ — максимальная разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями, т.е. разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в аппарат, °C; τ_1 — температура греющего теплоносителя; t_2 — температура нагреваемого теплоносителя; индекс 1 соответствует «горячему концу» теплоносителя, т.е. греющему на входе в аппарат и нагреваемому на выходе из него; индекс 2 — «холодному концу» теплоносителя, т.е.

греющему на выходе из аппарата и нагреваемому на входе в него.

Величина ϵ представляет собой тепловую нагрузку аппарата, отнесенную к единице меньшего эквивалента расхода теплообменивающихся потоков и 1°C максимальной разности температур.

Если при выводе уравнения характеристики теплообменных аппаратов принимается среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой средами, то выражение для расчета коэффициента эффективности ϵ принимает вид экспоненциальной зависимости.

При использовании наиболее простых схем теплообменных аппаратов, когда движение теплообменивающихся сред происходит по принципу противотока или прямотока, эти уравнения имеют следующий вид [46, 60, 106]:

противоточный аппарат

$$\epsilon = \frac{1 - e^{\omega(W_M/W_6 - 1)}}{1 - \frac{W_M}{W_6} e^{\omega(W_M/W_6 - 1)}}; \quad (4.7a)$$

прямоточный аппарат

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-\omega(W_M/W_6 + 1)}}{1 - \frac{W_M}{W_6}}, \quad (4.7b)$$

где $\omega = kF/W_M$ — режимный коэффициент; kF — произведение коэффициента теплопередачи теплообменного аппарата на площадь его поверхности нагрева; W_M, W_6 — меньшее и большее значения эквивалентов расхода теплообменивающихся сред; $e = 2,718$ — основание натуральных логарифмов.

Для аппаратов с перекрестным током теплоносителей уравнения для расчета коэффициента ϵ представляют собой очень сложные зависимости, практически непригодные для обычных инженерных расчетов. Для некоторых случаев перекрестного тока (например, с самоперемешивающимися теплоносителями) в литературе вообще отсутствуют уравнения для расчета коэффициента ϵ .

Уравнение для расчета коэффициента ϵ значительно упрощается, если при его выво-

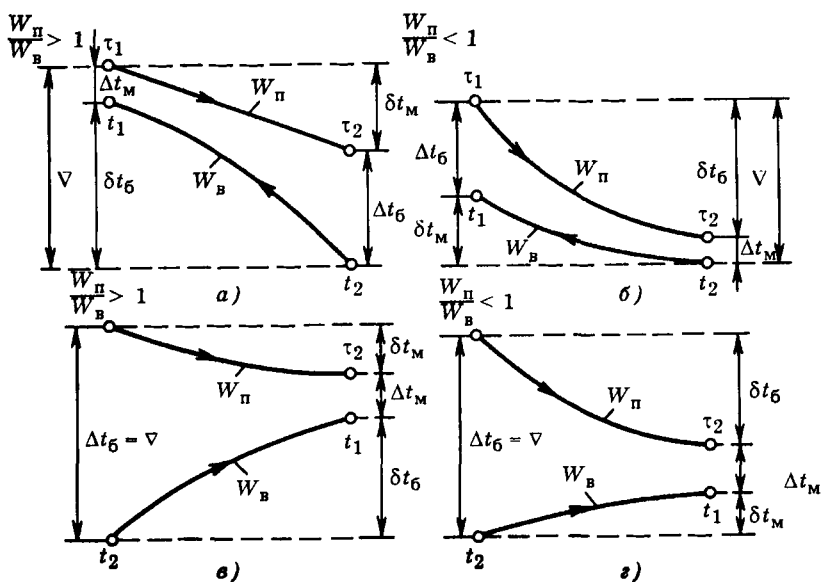


Рис. 4.2. Изменение температуры теплоносителей в противоточных и прямоточных аппаратах
 а, б — противоточные аппараты; в, г — прямоточные аппараты; $W_{\text{п}}$ — эквивалент расхода первичного (греющего) теплоносителя; $W_{\text{в}}$ — эквивалент расхода вторичного (нагреваемого) теплоносителя

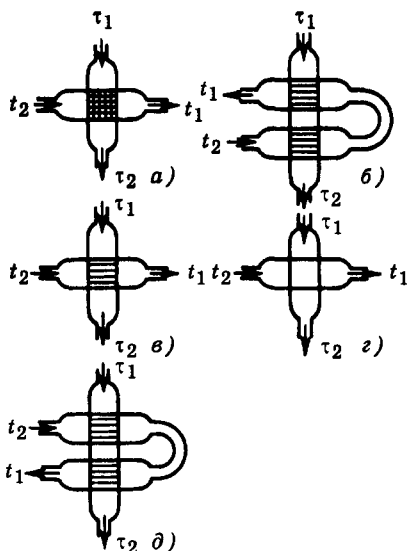


Рис. 4.3. Схемы движения теплоносителя при перекрестном токе

а — оба теплоносителя без перемешивания; б — два хода одного теплоносителя без перемешивания противотоком и один ход другого теплоносителя с перемешиванием; в — один ход одного теплоносителя без перемешивания и один ход другого теплоносителя с перемешиванием; г — оба теплоносителя с перемешиванием; д — два хода одного теплоносителя без перемешивания прямотоком и один ход другого теплоносителя с перемешиванием

ной зависимости и при всех практически применяющихся схемах движения теплоносителей в теплообменных аппаратах (рис. 4.2 и 4.3) может быть использована зависимость, предложенная автором [101, 106]:

$$\Delta t = \nabla - a\delta t_{\text{м}} - b\delta t_6, \quad (4.8)$$

где Δt — средняя разность температур между греющей и нагреваемой средами, °С; δt — перепад температур теплоносителя в теплообменном аппарате, °С; для греющего теплоносителя $\delta t = \tau_1 - \tau_2$, для нагреваемого $\delta t = t_1 - t_2$; индекс «б» соответствует боль-

шой зависимости и при всех практически применяющихся схемах движения теплоносителей в теплообменных аппаратах (рис. 4.2 и 4.3) может быть использована зависимость, предложенная автором [101, 106]:

шему перепаду температур теплоносителя, индекс «м» — меньшему; a и b — постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителя в теплообменнике.

На рис. 4.2 и 4.3 показаны различные схемы движения теплоносителей. При всех схемах значение коэффициента b в (4.8) постоянно и равно 0,65. Ниже приведены значения коэффициента a для рассматриваемых схем движения теплоносителей:

Противоток (см. рис. 4.2, a и b)	0,35
Перекрестный ток (см. рис. 4.3, a и b)	0,425
То же (см. рис. 4.3, θ)	0,5
То же (см. рис. 4.3, z и d)	0,55
Прямоток (см. рис. 4.2, θ и z)	0,65

Если в (4.8) под Δt понимается среднеарифметическая разность температур (как это обычно имеет место при расчете поверхностей нагрева радиаторов отопительных установок), то $a = 0,5$ и $b = 0,5$.

При использовании предложенной автором линейной зависимости (4.8) для средней разности температур уравнение для расчета коэффициента эффективности имеет вид [101]

$$\epsilon = \frac{1}{aW_m/W_6 + b + 1/\omega} \leq \epsilon_*, \quad (4.9)$$

где $\omega = kF/W_m$ — режимный коэффициент; ϵ_* — коэффициент эффективности теплообменного аппарата с бесконечно большой поверхностью нагрева ($F \rightarrow \infty$).

Значение ϵ_* находится на основе экспоненциальных уравнений расчета ϵ для противоточных и прямоточных аппаратов на основе формул (4.7) из условия $F = \infty$.

Введение знака неравенства в правую часть (4.9) связано с использованием при выводе расчетного уравнения для ϵ линейной разности температур (4.8) вместо среднелогарифмической.

Неравенство указывает на то, что физически значение ϵ не может превысить значение ϵ_* , так как температура нагреваемой среды ни в одном из сечений теплообменно-

го аппарата не может превысить температуру греющей среды, поскольку локальные значения разности температур теплообменивающихся сред всегда больше нуля, т.е. $-t > 0$.

Для соблюдения неравенства в правой части (4.9) пользуются следующим правилом: если при расчете по (4.9) получается $\epsilon < \epsilon_*$, то это значение ϵ и принимается для дальнейших расчетов; в том случае, если $\epsilon > \epsilon_*$, для дальнейших расчетов принимается $\epsilon = \epsilon_*$.

При противотоке, а также в тех случаях, когда в процессе теплообмена изменяется фазовое состояние одного или обоих теплоносителей (конденсация, кипение), $\epsilon_* = 1$;

при прямотоке $\epsilon_* = \frac{1}{1 + W_m/W_6}$.

Уравнение (4.9) действительно во всей области возможного практического использования теплообменных аппаратов, т.е. в пределах $0 \leq W_m/W_6 \leq 1$; $0 \leq \omega \leq \infty$. Другой области физически не существует.

Уравнения (4.6)—(4.9) универсальные. Они действительны при любой схеме движения теплоносителей. На основе этих уравнений может быть практически решена любая задача, связанная с режимом работы теплообменных аппаратов в нерасчетных условиях.

Поскольку для противоточных аппаратов при $F = \infty$ $\epsilon = 1$, то из (4.6) следует, что коэффициент эффективности противоточного теплообменника представляет собой отношение тепловой нагрузки данного теплообменника к тепловой нагрузке теплообменника с бесконечно большой площадью поверхности нагрева при одинаковых в обоих случаях значениях меньшего эквивалента расхода теплообменивающихся потоков и при одной и той же максимальной разности температур.

Когда в процессе теплообмена имеет место изменение фазового состояния одного из теплоносителей (паровые подогре-

ватели, паровоздушные калориферы, испарители с водяным обогревом и др.), т.е. когда $W_6 = \infty$, уравнение (4.9) принимает вид

$$\epsilon = \frac{1}{b + 1/\omega} \leq 1. \quad (4.10)$$

Если в процессе теплообмена меняется фазовое состояние обоих теплоносителей, т.е. когда $W_6 = W_M = \infty$, уравнение характеристики (4.6) принимает вид

$$Q = kF \nabla. \quad (4.11)$$

Сопоставление результатов расчета по (4.9) с результатами расчета по экспоненциальным уравнениям, базирующимся на среднелогарифмической разности температур, показывает хорошую сходимость. Максимальное расхождение для аппаратов, в которых имеет место изменение фазового состояния одного из теплоносителей, составляет около 6 %. Для аппаратов, в которых фазовое состояние теплоносителей не меняется, в частности для противоточных водо-водяных подогревателей, максимальное расхождение обычно не превышает 3—4 % [106].

Из совместного решения уравнений теплопередачи и теплового баланса выводится также предложенное автором уравнение для расчета коэффициента эффективности отопительных установок с учетом режима работы смесительного узла присоединения к тепловой сети [101]

$$\epsilon_0 = \frac{1}{\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{1}{\omega}} \leq 1, \quad (4.12)$$

где u — коэффициент смешения в узле присоединения; $\omega = k_0 F / W_0$ — режимный коэффициент; $k_0 F$ — произведение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов установки на площадь их поверхности нагрева¹; W_0 — эквивалент расхода сетевой воды, поступающей в узел присоединения отопительной установки.

При выводе (4.12) принято $W_M / W_6 = 0$ в связи с тем, что эквивалент расхода воздуха, омывающего отопительные приборы, W_6 во много раз больше эквивалента расхода греющей воды W_M , протекающей через нагревательные приборы отопительной установки. Кроме того, в исходном уравнении теплопередачи отопительных приборов принята среднеарифметическая разность температур, поскольку к этой разности температур относятся обычно все экспериментальные и расчетные значения коэффициентов теплопередачи нагревательных приборов отопительных установок.

В частном случае, при отсутствии смесительного устройства в узле присоединения отопительной установки, т.е. при $u = 0$, уравнение (4.12) принимает вид

$$\epsilon_0 = \frac{1}{0,5 + 1/\omega} \leq 1. \quad (4.13)$$

Поскольку при $F = \infty$ $\epsilon_0 = 1$, то из (4.6) следует, что коэффициент эффективности отопительной установки представляет собой отношение тепловой нагрузки данной отопительной установки к тепловой нагрузке отопительной установки с бесконечно большой площадью поверхности нагревательных приборов при одинаковых в обоих случаях расходах и температурах сетевой воды, поступающей в отопительную установку и одинаковых внутренних температурах отапливаемых помещений.

Коэффициент теплопередачи теплообменных аппаратов k является переменной величиной, зависящей от условий теплообмена. В аппаратах с принудительной конвекцией (водо-водяные и пароводяные подогреватели, паро- и паровоздушные кало-

¹ Согласно ГОСТ 8690-75, поверхность нагрева конвективно излучающих нагревательных приборов исчисляется в эквивалентных квадратных метрах (ЭКМ). ЭКМ — поверхность, теплоотдача которой при температурном напоре 64,5 °С равна 435 ккал/ч (505 Дж/с).

риферы и др.) коэффициент теплопередачи зависит в первую очередь от скорости теплоносителей, не изменяющих своего агрегатного состояния в процессе теплообмена.

Для упрощения расчета режимов регулирования значение режимного коэффициента аппарата ω можно определять точно расчетным или опытным путем только для одного произвольно выбранного режима работы аппарата, который назовем основным. Будем обозначать этот режим индексом «ос». При всех других режимах работы этого аппарата его режимный коэффициент можно определить путем пересчета по предложенной автором формуле

$$\omega = \omega_{\text{ос}} \bar{W}_{\text{п}}^{m_1} \bar{W}_{\text{в}}^{m_2} / \bar{W}_{\text{м}}, \quad (4.14)$$

где $\omega_{\text{ос}} = k_{\text{ос}} F / (W_{\text{м.ос}})$ — режимный коэффициент для основного режима; $k_{\text{ос}}$ — коэффициент теплопередачи подогревателя при основном режиме; $\bar{W}_{\text{п}} = W_{\text{п}} / W_{\text{п.ос}}$; $\bar{W}_{\text{в}} = W_{\text{в}} / W_{\text{в.ос}}$; $\bar{W}_{\text{м}} = W_{\text{м}} / W_{\text{м.ос}}$; $W_{\text{п.ос}}$, $W_{\text{в.ос}}$, $W_{\text{м.ос}}$ — эквиваленты расхода теплоносителей соответственно первичного (греющего), вторичного (нагреваемого) и меньшего из них при режиме аппарата, принятом за основной; $W_{\text{п}}$, $W_{\text{в}}$, $W_{\text{м}}$ — эквиваленты расхода этих же теплоносителей при любом режиме работы аппарата.

В зависимости от режима может иметь место как $W_{\text{п}} = W_{\text{м}}$, так и $W_{\text{в}} = W_{\text{м}}$.

Показатели степени m_1 и m_2 зависят от вида теплоносителя, конструкции подогревателя и состояния поверхности нагрева. В противоточных секционных водо-водяных подогревателях $m_1 = 0,33—0,5$; $m_2 = 0,33—0,5$. Как показывают результаты испытания, при расчете водо-водяных подогревателей можно практически принимать $m_1 = m_2 = 0,5$, тогда (4.14) принимает вид

$$\omega = \Phi \sqrt{W_6 / W_{\text{м}}}, \quad (4.15)$$

где Φ — параметр водо-водяного подогревателя, для данного подогревателя величина практически постоянная,

$$\Phi = k_{\text{ос}} F / \sqrt{W_{\text{п.ос}} W_{\text{в.ос}}}. \quad (4.16)$$

Как показали проведенные исследования, значение параметра секционных водо-водяных подогревателей прямо пропорционально их длине:

$$\Phi = \Phi_y l, \quad (4.17)$$

где Φ_y — удельный параметр, отнесенный к единице длины подогревателя; l — длина подогревателя, м.

Удельный параметр Φ_y зависит в основном от отношения площадей сечений трубного и межтрубного пространств и практически не зависит от удельной площади поверхности нагрева, приходящейся на единицу длины подогревателя, т.е. от номера или диаметра корпуса подогревателя. Параметр подогревателя остается практически постоянным в широком диапазоне изменения W_6 и $W_{\text{м}}$ [39, 101].

Для всех типоразмеров секционных водо-водяных подогревателей, приведенных в приложении 20, можно практически принимать одно и то же значение удельного параметра $\Phi_y = 0,11/\text{м}$ при чистой поверхности нагрева, т.е. при отсутствии на ней накипи и загрязнений.

Можно также принимать для всех типоразмеров пластинчатых подогревателей, приведенных в приложении 21, практически одно и то же значение удельного параметра одного канала $\Phi_y = 1,1/\text{м}$.

Для пароводяных подогревателей и паровоздушных калориферов, в которых имеет место конденсация греющего пара, при турбулентном течении нагреваемой среды можно принимать в (4.14) $m_1 = 0$, $m_2 = 0,33—0,5$.

Для водовоздушных калориферов при турбулентном течении теплоносителей можно принимать $m_1 = 0,12—0,20$ и $m_2 = 0,33—0,5$.

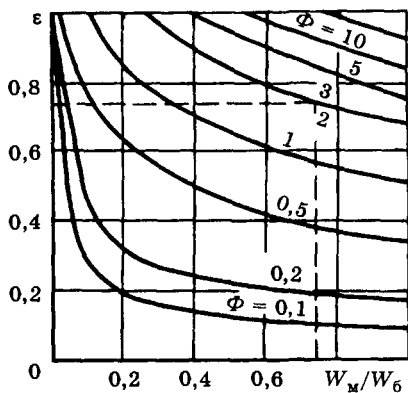


Рис. 4.4. Зависимость $\epsilon = f(\Phi, W_m/W_6)$ для противоточных водо-водяных подогревателей при $W_m/W_6 = 0,75$; $\Phi = 2$; $\epsilon = 0,716$

Из совместного решения (4.9) и (4.15) выводится предложенная автором формула для расчета коэффициента эффективности противоточных водо-водяных подогревателей

$$\epsilon = \frac{1}{0,35 \frac{W_m}{W_6} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_m}{W_6}}} \leq 1. \quad (4.18)$$

Зависимость $\epsilon = f(\Phi, W_m/W_6)$ приведена на рис. 4.4. Зная эквиваленты W_m и W_6 , параметр подогревателя Φ и температуры греющей и нагреваемой сред t_1 и t_2 на входе в теплообменный аппарат, легко с помощью рис. 4.4 или (4.18) определить значение ϵ , а затем по (4.6) — тепловую нагрузку аппарата при любом режиме.

Рассмотрим некоторые задачи из области теплоснабжения, решаемые однозначно на основе уравнения характеристики теплообменных аппаратов.

К этому классу задач относятся следующие:

1. Определение тепловой производительности теплообменного аппарата (нагрузки) Q при данных эквивалентах расхода теплоносителей W_m и W_6 , максимальной разности температур ∇ и параметре подогревателя Φ . Вначале находят ϵ по (4.9) или (4.18), а затем Q по (4.6).

2. Определение максимальной разности температур ∇ при заданных эквивалентах W_m и W_6 ,

тепловой нагрузке Q и параметре подогревателя Φ . Находят ϵ по (4.9) или (4.18), а затем ∇ по (4.6).

3. Определение комплекса kF или параметра подогревателя Φ при заданных эквивалентах W_m и W_6 , тепловой нагрузке Q , максимальной разности температур ∇ и противоточной схеме движения теплоносителей.

Как видно из рис. 4.2, $\Delta t_6 = \nabla - \delta t_m$; $\Delta t_m = \nabla - \delta t_6$.

Из уравнения теплового баланса

$$Q = W_6 \delta t_m = W_m \delta t_6, \quad (4.19)$$

откуда $\delta t_m = Q/W_6$; $\delta t_6 = Q/W_m$.

Из уравнения теплопередачи

$$kF = Q \frac{\ln(\Delta t_6/\Delta t_m)}{\Delta t_6 - \Delta t_m}. \quad (4.20)$$

Из совместного решения следует

$$kF = Q \frac{\ln \frac{\nabla - Q/W_6}{\nabla - Q/W_m}}{1/W_m - 1/W_6}. \quad (4.21)$$

По найденному значению kF с помощью (4.16) находят параметр теплообменного аппарата.

Аналогично может быть решена задача для проточной схемы.

4. В некоторых задачах приходится определять неизвестное значение эквивалента расхода одного из теплоносителей W_n по заданным значениям: эквивалента расхода другого теплоносителя W_3 , максимальной разности температур ∇ , тепловой нагрузки Q , параметра подогревателя Φ . В частности, такая задача возникает при расчете режима регулирования водо-водяных подогревателей горячего водоснабжения, когда по заданному расходу вторичного (нагреваемого) теплоносителя $W_3 = W_n$ необходимо найти неизвестный расход первичного (греющего) теплоносителя $W_n = W_n$.

Сложность решения такой задачи в том, что заранее неизвестно, что больше, W_3 или W_n , и поэтому нельзя непосредственно воспользоваться уравнением (4.18).

Такого типа задачи могут быть решены следующим образом.

Определяют тепловую нагрузку аппарата Q , из условия равенства эквивалентов расхода греющей и нагреваемой сред, т.е. при $W_n = W_3$

Если заданное значение $Q < Q_*$, то при заданных условиях $W_H < W_3$; если $Q > Q_*$, то $W_H > W_3$; при $Q = Q_*$ $W_H = W_3$.

С помощью (4.6) и (4.18) выводят уравнение для расчета Q_* секционных водо-водяных подогревателей: на основе (4.18) при $W_m = W_6$:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \Phi} = \frac{\Phi}{1 + \Phi}$$

$$Q_* = \nabla W_3 = \frac{\Phi}{1 + \Phi}. \quad (4.22)$$

Когда $Q > Q_*$, что соответствует $W_H > W_3$, значение W_H находят по формуле

$$\frac{W_H}{W_3} = \frac{4a^2 \Phi^2}{\left[-1 + \sqrt{1 + 4a^2 \Phi^2 \left(\frac{\nabla W_3}{Q} - b \right)} \right]^2}. \quad (4.23)$$

Когда $Q < Q_*$, что соответствует $W_H < W_3$, значение W_H находят по формуле

$$\frac{W_H}{W_3} = \frac{4b^2 \Phi^2}{\left[-1 + \sqrt{1 + 4b \Phi^2 \left(\frac{\nabla W_3}{Q} - a \right)} \right]^2}. \quad (4.24)$$

Тепловую нагрузку отопительных установок при любом режиме работы определяют по (4.6) и (4.12).

Режимный коэффициент радиаторных отопительных установок определяется по формуле

$$\omega = \frac{\Phi_0 \bar{Q}_0^{-n/(1+n)}}{\bar{W}_0}, \quad (4.25)$$

где Φ_0 — параметр отопительной установки;

$\bar{Q}_0 = Q_0 / Q_{0,oc}$ — отношение расхода теплоты на отопление при данном режиме к расходу теплоты на отопление при основном режиме. Обычно в качестве основного режима для отопления принимают режим при расчетной наружной температуре $t_{H,0}$. В этом

случае $\bar{Q}_0 = Q_0 / Q'_0$; $\bar{W}_0 = W_0 / W'_0$ — отношение эквивалента расхода сетевой воды на отопление при данном режиме к экви-

валенту расхода сетевой воды на отопление при расчетном режиме, т.е. при наружной температуре $t_{H,0}$.

Параметр отопительной установки определяется по формуле

$$\Phi_0 = \frac{k'_0 F}{W'_0} = \frac{Q'_0 / \Delta t'_0}{Q'_0 / \delta \tau'_0} = \frac{\delta \tau'_0}{\Delta t'_0}, \quad (4.26)$$

где $\delta \tau'_0$ и $\Delta t'_0$ — перепад температур сетевой воды в отопительной установке и средняя разность температур в отопительном приборе между греющей водой и воздухом в отапливаемом помещении при расчетном режиме, т.е. при наружной температуре $t_{H,0}$.

В большинстве случаев в системах централизованного теплоснабжения жилых и общественных зданий

$$\delta \tau'_0 = 150 - 70 = 80 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t'_0 = (95 + 70)/2 - 18 = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Phi_0 = 80/64,5 = 1,24; u = 2,2.$$

В зависимости от типа отопительных приборов и схемы их присоединения к стоякам отопительной установки значение показателя степени в формуле (4.25) $n = 0,17$ — $0,33$. В большинстве случаев $n = 0,25$, в этих условиях (4.25) принимает вид

$$\omega = \Phi_0 \frac{\bar{Q}_0^{-0,2}}{\bar{W}_0}. \quad (4.27)$$

На рис. 4.5 показана зависимость коэффициента эффективности отопительных установок ϵ_0 от режимного коэффициента ω и коэффициента смешения u . В соответствии с (4.6) формула для расчета тепловой нагрузки отопительных установок при любом режиме их работы принимает вид

$$Q_0 = \epsilon_0 W_0 (\tau_{01} - t_b), \quad (4.28)$$

где τ_{01} — температура сетевой воды перед смесительным устройством отопительной

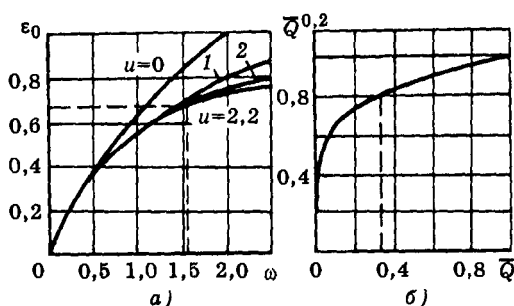


Рис. 4.5. Безразмерная удельная тепловая нагрузка отопительных установок

$a - \epsilon_0 = f(\omega)$; $b - \bar{Q}_0^{0.2} = f(\bar{Q}_0)$; $u = 2.2$; $w = 1.5$; $\epsilon_0 = 0.67$

установки, °C; t_b — внутренняя температура отапливаемых помещений, °C.

В частном случае при качественном регулировании ($\bar{W}_0 = 1$) и $\Phi_0 = 1.24$, $u = 2.2$

$$\omega = 1.24 \bar{Q}_0^{0.2}.$$

По (4.12)

$$\epsilon_0 = \frac{1}{0.845 + \frac{0.805}{\bar{Q}_0^{0.2}}};$$

$$Q_0 = \frac{W_0(\tau_{01} - t_b)}{0.845 + \frac{0.805}{\bar{Q}_0^{0.2}}}.$$

Внутренняя температура отапливаемых помещений t_b представляет собой функцию теплового режима здания, определяемого в первую очередь тепловой нагрузкой отопительной установки и тепловыми потерями здания через наружные ограждения. Однако возможные в условиях нормальной эксплуатации отклонения t_b от расчетной температуры очень малы по сравнению с максимальной разностью температур $\nabla = \tau_{01} - t_b$. Поэтому на практике при определении Q_0 по (4.28) можно принимать t_b равной $t_{b,p}$ (для жилых зданий $t_{b,p} = 18^\circ\text{C}$).

Точное значение внутренней температуры t_b при установившемся тепловом режиме здания при любых параметрах теплоносителя на абонентском вводе при зависимой схеме присоединения отопительных установок

$$t_b = \frac{\epsilon_0 W_0 \tau_{01} / (q_0 V) + t_n}{\epsilon_0 W_0 / (q_0 V) + 1}, \quad (4.29)$$

где $q_0 V$ — произведение удельной теплопотери здания на его наружный объем или, что то же самое, теплопотеря здания в единицу времени на 1°C разности внутренней и наружной температур.

Из совместного решения уравнений (4.28) и (4.29) выводится формула для расчета тепловой нагрузки отопительных установок, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме, при установившемся тепловом режиме, т.е. при равенстве теплопотерь здания в окружающую среду теплопритоку в отапливаемые помещения от нагревательных приборов,

$$Q_0 = \frac{\epsilon_0 W_0 (\tau_{01} - t_n)}{\epsilon_0 W_0 / (q_0 V) + 1}. \quad (4.30)$$

Как видно из (4.30), тепловая нагрузка отопительных установок возрастает при снижении t_n и увеличении ϵ_0 , W_0 , $q_0 V$.

Если выразить ϵ_0 по зависимости (4.12) и (4.25) и заменить $q_0 V$ отношением $Q'_0 / (t_{b,p} - t_{n,0})$, то из (4.30) выводится предложенное автором уравнение характеристики отопительных установок с учетом режима работы смесительного узла присоединения к тепловой сети

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_{01} - t_n}{t_{b,p} - t_{n,0} + \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0^{0.2}} + \frac{0.5 + u}{1 + u} \frac{\delta \tau'_0}{\bar{W}_0}}, \quad (4.31)$$

где $\bar{Q}_0 = Q_0 / Q'_0$ и $\bar{W}_0 = W_0 / W'_0$ — относительные расходы теплоты и сетевой воды на отопление; Q_0 и W_0 — фактические

расходы теплоты и фактически эквиваленты расхода сетевой воды на отопление; Q'_0 и W'_0 — те же величины при расчетном режиме, т.е. при расчетной наружной температуре $t_{н,о}$. Напомним:

$$\delta\tau'_0 = (1 + u)\theta';$$

$$\frac{0,5 + u}{1 + u} \delta\tau'_0 = \left(\delta\tau'_0 - \frac{\theta'}{2} \right),$$

где θ' — расчетный перепад температур теплоносителя в нагревательных приборах отопительной установки.

Из совместного решения (4.31) и (4.6) выводится также предложенное автором уравнение характеристики отопительных установок, присоединенных к тепловой сети по независимой схеме, с учетом режима работы отопительного теплообменника и смесительного узла (рис. 4.6):

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_{т1} - t_{н}}{t_{в,р} - t_{н,о} + \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0} + \left(\frac{W'_0}{W_m^T \epsilon_T} - \frac{0,5}{1 + u} \frac{1}{\bar{W}_0} \right) \delta\tau'_0}, \quad (4.32)$$

где $\tau_{т1}$ — температура сетевой воды на входе в отопительный теплообменник °C; ϵ_T — коэффициент эффективности отопительного теплообменника [см. (4.9) и (4.18)]; W'_0 —

эквивалент расхода нагреваемой воды в отопительном теплообменнике при расчетном режиме, т.е. при наружной температуре $t_{н,о}$; W_m^T — меньшее значение эквивалента расхода теплообмениваемых потоков теплоносителя в отопительном теплообменнике.

Уравнения (4.31) и (4.32) универсальны. Они позволяют определять тепловую нагрузку отопительной установки при любых расходах и температурах сетевой воды на входе в установку. Задача решается методом последовательных приближений, так как неизвестное значение $\bar{Q}_0$ входит в правую и левую части уравнений.

С помощью (4.31) выводится формула для определения температуры сетевой воды перед отопительной установкой при зависимой схеме присоединения к тепловой сети

$$\tau_{о1} = t_{н} + \bar{Q}_0 (t_{в,р} - t_{н,о} + \frac{0,5 + u}{1 + u} \frac{\delta\tau'_0}{\bar{W}_0} + \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0^{0,2}}). \quad (4.33)$$

Если в (4.33) принять

$$\bar{Q}_0 = \bar{Q}_0^p = Q_0^p / Q'_0 = (t_{в,р} - t_{н}) / (t_{в,р} - t_{н,о}),$$

то получим формулу для определения расчетной температуры сетевой воды перед отопительной установкой при зависимой схеме присоединения. Эта температура удовлетворяет условию равенства теплоснабжения от нагревательных приборов теплотериям зданий при любом режиме регулирования отопительной нагрузки:

$$\tau_{о1} = t_{в,р} + \bar{Q}_0^p \left[\frac{0,5 + u}{1 + u} \frac{\delta\tau'_0}{\bar{W}_0} + \frac{\Delta t'_0}{(\bar{Q}_0^p)^{0,2}} \right]. \quad (4.33a)$$

Температура сетевой воды на выходе из отопительной установки при любом режиме работы

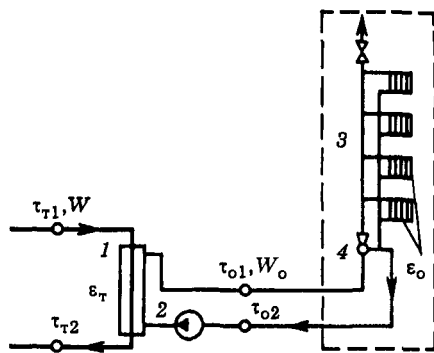


Рис. 4.6. Схема независимого присоединения отопительной установки к тепловой сети

1 — отопительный теплообменник; 2 — циркуляционный насос отопительной установки; 3 — отопительная установка; 4 — элеватор

$$\tau_{o2} = \tau_{o1} - \frac{Q_o}{W_o} = \tau_{o1} - \frac{\bar{Q}_o}{W_o} \delta\tau'_o. \quad (4.34)$$

В частности, при $\bar{Q}_o = \bar{Q}_o^p$

$$\tau_{o2} = t_{в,p} + \bar{Q}_o^p \left[\frac{\Delta t'_o}{(\bar{Q}_o^p)^{0,2}} - \frac{0,5 \delta\tau'_o}{1+u \frac{1}{W_o}} \right]. \quad (4.34a)$$

Аналогично с помощью (4.32) выводится формула для определения температуры сетевой воды перед отопительным теплообменником при независимой схеме присоединения отопительной установки к тепловой сети (см. рис. 4.6)

$$\tau_{\tau 1}^* = t_{в,p} + \bar{Q}_o^p \left[\delta\tau'_o \left(\frac{W'_o}{W_m^T} \frac{1}{\epsilon_\tau} - \frac{0,5}{1+u \frac{1}{W_o}} \right) + \frac{\Delta t'_o}{(\bar{Q}_o^p)^{0,2}} \right]. \quad (4.35)$$

Температура сетевой воды на выходе из отопительного теплообменника

$$\tau_{\tau 2}^* = \tau_{\tau 1} - \frac{\bar{Q}_o^p}{W_\tau} \delta\tau'_\tau = t_{в,p} + \bar{Q}_o^p \left[\delta\tau'_o \left(\frac{W'_o}{W_m^T} \frac{1}{\epsilon_\tau} - \frac{0,5}{1+u \frac{1}{W_o}} \right) + \frac{\Delta t'_o}{(\bar{Q}_o^p)^{0,2}} - \frac{\delta\tau'_\tau}{W_\tau} \right], \quad (4.36)$$

где $\delta\tau'_\tau$ — перепад температур греющей среды в отопительном теплообменнике при расчетной отопительной нагрузке, т.е. при расчетной наружной температуре $t_{н,o}$; $\bar{W}_\tau = W_\tau / W'_\tau$; W_τ — эквивалент расхода греющей среды в отопительном теплообменнике при данном режиме; W'_τ — то же при расчетной отопительной нагрузке.

Внутренняя температура отапливаемых помещений при установившемся режиме

$$t_b = t_n + Q_o / (q_o V). \quad (4.37)$$

Пример 4.1. Расчетные данные отопительной установки жилого дома; $Q'_o = 1,74 \text{ МДж/с} = 1,5 \text{ Гкал/ч}$; $\Delta t'_o = 64,5 \text{ }^\circ\text{C}$; $\delta\tau'_o = 80 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{н,o} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент смешения $u = 2,2$. Расчетная внутренняя температура $t_{в,p} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Отопительная установка присоединена к тепловой сети по зависимой схеме. Определить тепловую нагрузку этой отопительной установки и температуру воздуха в отапливаемых помещениях t_b при $W_o = 13 \text{ 800 Дж/(с} \cdot \text{K)} = 12 \text{ 000 ккал/(ч} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$, $\tau_{o1} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_n = -2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. Находим эквивалент расхода сетевой воды при расчетном режиме, т.е. при $t_{н,o} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$W'_o = \frac{Q'_o}{\delta\tau'_o} = \frac{1,74 \cdot 10^6}{80} = 21 \text{ 800 Дж/(с} \cdot \text{K)}.$$

Задаемся предварительно значением относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_o = 0,35$. По рис. 4.5, б находим $\bar{Q}_o^{0,2} = 0,8$.

Относительная тепловая нагрузка установки при заданном режиме по (4.31)

$$\bar{Q}_o = \frac{80 + 2}{18 + 35 + \frac{64,5}{0,8} + \frac{2,7}{3,2} \frac{80 \cdot 21 \text{ 800}}{13 \text{ 800}}} = 0,33.$$

Это значение $\bar{Q}_o$ близко к предварительно принятому, поэтому его не уточняем.

Искомая тепловая нагрузка отопительной установки $Q_o = 0,33 \cdot 1 \text{ 740 000} = 580 \text{ 000 Дж/с} = 500 \text{ 000 ккал/ч}$.

Определяем по (2.5)

$$q_o V = 1 \text{ 740 000} / (18 + 35) = 32 \text{ 800 Дж/(с} \cdot \text{K)}.$$

Находим по (4.37) внутреннюю температуру отапливаемых зданий

$$t_b = t_n + \frac{Q_o}{q_o V} = -2 + \frac{580 \text{ 000}}{32 \text{ 800}} = 15,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пример 4.2. Определить тепловую нагрузку отопительной установки и температуру внутреннего воздуха в том же здании при его присоединении к тепловой сети по независимой схеме, при эквиваленте расхода греющей сетевой воды через отопительный теплообменник $W_\tau = 13 \text{ 800 Дж/(с} \cdot \text{K)}$, температуре сетевой воды на входе в теплообменник

$\tau_{T1} = 80^\circ\text{C}$ $t_n = -2^\circ\text{C}$. Эквивалент расхода нагреваемой воды через отопительный теплообменник $W_o = 21\,800\text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{K})$. Параметр отопительного теплообменника $\Phi_T = 6$.

Решение. Находим коэффициент эффективности отопительного теплообменника по (4.18)

$$\varepsilon_T = \frac{1}{0,35 \frac{13\,800}{21\,800} + 0,65 + \frac{1}{6} \sqrt{\frac{13\,800}{21\,800}}} = 0,995.$$

Принимаем предварительно $\bar{Q}_o = 0,35$;

$\bar{Q}_o^{0,2} = 0,8$. Определим $\bar{Q}_o$ по (4.32):

$$\bar{Q}_o = \frac{80 + 2}{18 + 35 + \frac{64,5}{0,8} + \left(\frac{21\,800}{13\,800 \cdot 0,995} - \frac{0,5}{3,2 \cdot 1} \right) 80} = 0,33.$$

Как при зависимой схеме присоединения отопительной установки, так и при независимой схеме в данном случае

$$Q_o = 0,33 \cdot 1\,740\,000 = 580\,000\text{ Дж/с};$$

$$t_b = -2 + 580\,000/32\,800 = 15,6^\circ\text{C}.$$

Это объясняется тем, что площадь поверхности нагрева отопительного теплообменника достаточно велика, $\Phi_T = 6$. При установке отопительного теплообменника с меньшей площадью нагрева подача теплоты в отопительную установку снизится.

Так, если принять меньшее значение параметра подогревателя, например $\Phi_T = 3$, $\varepsilon_T = 0,88$, $\bar{Q}_o = 0,31$, то $Q_o = 540\,000\text{ Дж/с}$, что на 7% ниже, чем в первом случае. Снизится при этом также внутренняя температура отапливаемых помещений до $t_b = 14,4^\circ\text{C}$.

Перейдем к отдельным методам центрального регулирования.

Сначала рассмотрим задачу применительно к однородной тепловой нагрузке, при которой теоретически можно ограничиться только одним центральным регулированием. Затем изучим возможные методы регулирования разнородной тепловой нагрузки, когда при применении двухтрубных тепловых сетей невозможно качественное и экономичное теплоснабжение без допол-

нительного группового, местного и (или) индивидуального регулирования.

4.4. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОДНОРОДНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

В нашей и во многих других странах отопление в большинстве районов — основной вид тепловой нагрузки, а в некоторых случаях — единственная тепловая нагрузка. Доля других видов тепловой нагрузки, например горячего водоснабжения и вентиляции, в период отопительного сезона обычно существенно ниже отопительной нагрузки. Поэтому в основу центрального регулирования часто закладывается закон изменения отопительной нагрузки от температуры наружного воздуха.

В районах с преобладающей отопительной нагрузкой центральное регулирование отпуска теплоты целесообразно осуществлять по эквивалентной наружной температуре.

Под эквивалентной наружной температурой $t_{н.э}$ понимается наружная температура, при которой теплотери зданий от теплопередачи через наружные ограждения равны фактическим теплотерям этих зданий с учетом инфильтрации холодного воздуха и солнечной радиации.

Данной наружной температуре t_n в зависимости от интенсивности инфильтрации и солнечной радиации соответствуют различные эквивалентные наружные температуры $t_{н.э}$.

Эквивалентная наружная температура

$$t_{н.э} = t_n - \Delta t_{ин} + \Delta t_{с.р},$$

где $\Delta t_{ин}$ — перепад температур, учитывающий эффект инфильтрации, $^\circ\text{C}$,

$$\Delta t_{ин} = \mu(t_{в.р} - t_n);$$

μ — коэффициент инфильтрации [см. (2.19)]; $\Delta t_{с.р}$ — перепад температур, учитывающий эффект солнечной радиации, $^\circ\text{C}$,

$$\Delta t_{с.р} = a q_{с.р} / \alpha_{н.р}$$

a — коэффициент поглощения солнечных лучей наружной поверхностью ограждающих конст-

рукций, равный отношению поглощенной лучистой энергии к падающей энергии; $q_{с.р}$ — удельная интенсивность солнечной радиации на данную поверхность, Вт/м² или ккал/(м²·ч); α_n — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к поверхности наружных ограждений, Вт/(м²·К) или ккал/(м²·ч·°С).

Для серых тел, какими обычно являются стены зданий и окисленное железо, $a = 0,7 — 0,9$; для оцинкованного железа $a = 0,6 — 0,8$; для красной и коричневой черепицы $a = 0,65 — 0,75$.

Примерные максимальные значения $q_{с.р}$ в районах Закавказья составляют:

верхние перекрытия 1000 Вт/м² [860 ккал/(м²·ч)];

вертикальные ограждения, ориентированные на юг, восток и запад 600 Вт/м² [520 ккал/(м²·ч)];

вертикальные ограждения, ориентированные на север 150 Вт/м² [130 ккал/(м²·ч)].

При расчете $t_{н.з}$ для центрального регулирования учитывается только рассеянная солнечная радиация $q_c = 150$ Вт/м² [130 ккал/(м²·ч)].

Центральное регулирование отопительной нагрузки. Задача регулирования состоит в поддержании расчетной внутренней температуры $t_{в.р}$ в отапливаемых помещениях. Рассмотрим три теоретически возможных метода центрального регулирования отопительной нагрузки: качественный, количественный и качественно-количественный.

Качественное регулирование. Расчет качественного регулирования заключается в определении температуры воды в тепловой сети в зависимости от тепловой нагрузки при постоянном эквиваленте расхода теплоносителя в тепловой сети, т.е. при $\bar{W}_0 = 1$.

При зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети (см. рис. 3.5, а—в и 3.9, а—в) уравнения температурных графиков являются частны-

ми случаями уравнений (4.33а) и (4.34а) при $\bar{W}_0 = 1$.

Температура сетевой воды перед отопительной установкой

$$\tau_{01} = t_{в.р} + \Delta t'_{0'} (\bar{Q}_0^p)^{0,8} + \left[\delta \tau'_{0'} - \frac{\theta'}{2} \right] \bar{Q}_0^p. \quad (4.38)$$

Температура воды после отопительной установки

$$\tau_{02} = \tau_{01} - \delta \tau'_{0'} \bar{Q}_0^p = t_{в.р} + \Delta t'_{0'} (\bar{Q}_0^p)^{0,8} - \frac{\theta'}{2} \bar{Q}_0^p. \quad (4.39)$$

Температура воды после смесительного устройства (элеватора)

$$\tau_{03} = \tau_{02} + \theta' \bar{Q}_0^p, \quad (4.40а)$$

или

$$\tau_{03} = t_{в.р} + \Delta t'_{0'} (\bar{Q}_0^p)^{0,8} + \frac{\theta'}{2} \bar{Q}_0^p, \quad (4.40б)$$

где $\Delta t'_{0'} = (\tau'_{03} + \tau'_{02})/2 - t_{в.р}$ — температурный напор отопительного прибора при расчетном режиме, °С.

При отсутствии смешения на абонентском вводе $\delta \tau'_{0'} = \theta'$ и уравнения (4.38) и (4.40) совпадают.

Для обратной линии в этом случае справедливо уравнение (4.39). Как видно из (4.38) и (4.39), температурные отопительные графики являются однозначной функцией $\bar{Q}_0^p$. Эти графики для $t_{в.р} = 18$ °С приведены на рис. 4.7.

В табл. 4.1 даны значения $\tau_{01} = f(\bar{Q}_0^p)$ и $\tau_{02} = f(\bar{Q}_0^p)$.

При принудительной циркуляции воздуха вдоль поверхности нагрева отопительных приборов (например, в отопительных агрегатах воздушного отопления) коэффициент теплопередачи остается практически постоянным независимо от температуры воды

Таблица 4.1. Температура воды в тепловой сети при качественном регулировании отопительной нагрузки и зависимой схеме присоединения отопительных установок

$\bar{Q}_o^p$	Температура воды в подающей линии τ_{o1} , °C, при $\delta\tau'_o$, °C						Температура воды после отопительной установки τ_{o2} , °C
	25	40	50	60	70	80	
0,2	38,3	41,3	43,3	45,3	47,3	49,3	33,3
0,4	54,0	60,0	64,0	68,0	72,0	76,0	44,0
0,6	68,5	77,5	83,5	89,5	95,6	101,5	53,5
0,8	82,0	94,0	102,0	110,0	118,0	126,0	62,0
1,0	95,0	110,0	120,0	130,0	140,0	150,0	70,0

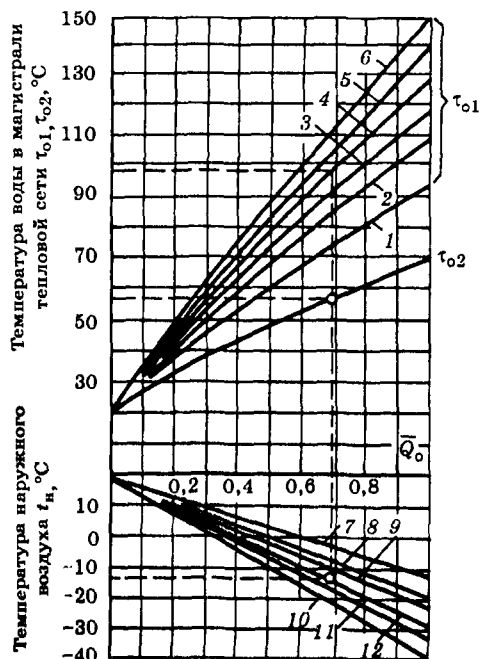


Рис. 4.7. Температурные графики качественного регулирования отопительной нагрузки

$\bar{Q}_o = Q_o / Q'_o$ — относительная отопительная нагрузка при наружной температуре t_n , °C;

$\delta\tau'_o = \tau'_{o1} - \tau'_{o2}$ — расчетный перепад температур в тепловой сети, °C; t_{no} — расчетная температура наружного воздуха для отопления, °C; 1 — $\delta\tau'_o = 25$ °C;

2 — $\delta\tau'_o = 40$ °C; 3 — $\delta\tau'_o = 50$ °C; 4 — $\delta\tau'_o = 60$ °C;

5 — $\delta\tau'_o = 70$ °C; 6 — $\delta\tau'_o = 80$ °C; 7 — $t_{no} = -15$ °C;

8 — $t_{no} = -20$ °C; 9 — $t_{no} = -25$ °C; 10 — $t_{no} = -30$ °C;

11 — $t_{no} = -35$ °C; 12 — $t_{no} = -40$ °C

в приборе. Для этих условий температурные графики принимают вид прямых линий:

$$\tau_{o1} = t_{v.p} + (\tau'_{o1} - t_{v.p}) \bar{Q}_o^p, \quad (4.41)$$

$$\tau_{o2} = t_{v.p} + (\tau'_{o2} - t_{v.p}) \bar{Q}_o^p. \quad (4.42)$$

При независимой схеме присоединения отопительных установок сети (см. рис. 4.6) уравнения температурных графиков являются частными случаями уравнений (4.35) и (4.36) при $\bar{W}_o = 1$, т.е. при $W_o = W'_o$ и при $\bar{W}_T = 1$.

$$\begin{aligned} \tau_{T1} = & t_{v.p} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o^p)^{0,8} + \\ & + \delta\tau'_o \left(\frac{W_o}{W'_M} \frac{1}{\epsilon_T} - \frac{0,5}{1+u} \right) \bar{Q}_o^p. \end{aligned} \quad (4.43)$$

Поскольку $\frac{0,5}{1+u} \delta\tau'_o = \frac{\theta'}{2}$, то

$$\tau_{T1} = \tau_{o1} + \delta\tau'_o \left(\frac{W_o}{W'_M} \frac{1}{\epsilon_T} - 1 \right) \bar{Q}_o^p; \quad (4.43a)$$

$$\begin{aligned} \tau_{T2} = & t_{v.p} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o^p)^{0,8} + \\ & + \delta\tau'_o \left(\frac{W_o}{W'_M} \frac{1}{\epsilon_T} - \frac{0,5}{1+u} \right) \bar{Q}_o^p - \delta\tau'_T \bar{Q}_o^p. \end{aligned} \quad (4.44)$$

Таблица 4.2. Температура воды в тепловой сети при качественном регулировании отопительной нагрузки и независимой схеме присоединения отопительных установок, °C

$\bar{Q}_0^p$	$\delta\tau'_T = 75\text{ }^\circ\text{C}$		$\delta\tau'_T = 85\text{ }^\circ\text{C}$		$\delta\tau'_T = 95\text{ }^\circ\text{C}$		$\delta\tau'_T = 105\text{ }^\circ\text{C}$		$\delta\tau'_T = 115\text{ }^\circ\text{C}$	
	τ_{T1}	τ_{T2}	τ_{T1}	τ_{T2}	τ_{T1}	τ_{T2}	τ_{T1}	τ_{T2}	τ_{T1}	τ_{T2}
0,2	49,5	34,5	51,3	34,3	53,1	34,1	54,9	33,9	56,7	33,7
0,4	76,4	46,4	80	46	83,7	45,7	87,2	45,2	90,8	44,8
0,6	102,1	57,1	107,5	56,5	113	56	118,3	55,3	123,7	54,7
0,8	126,7	66,7	134	66	141,4	65,4	148,3	64,3	155,6	63,6
1,0	150	75	160	75	170	75	180	75	190	75

Поскольку $\delta\tau'_0 = \delta\tau'_T \frac{W_T}{W_0}$, то

$$\tau_{T2} = \tau_{02} + \delta\tau'_T \left(\frac{W_0}{W'_T} \frac{1}{\varepsilon_T} - 1 \right) \bar{Q}_0^p. \quad (4.44a)$$

В табл. 4.2 приведены значения $\tau_{T1} = f(\bar{Q}_0^p)$ и $\tau_{T2} = f(\bar{Q}_0^p)$ для независимой схемы присоединения. При построении таблицы расчетные температуры воды во вторичном контуре (между отопительным подогревателем и отопительными установками) приняты $\tau'_{01} = 130\text{ }^\circ\text{C}$ и $\tau'_{02} = 70\text{ }^\circ\text{C}$.

Количественное регулирование. Расчет количественного регулирования заключается в определении эквивалента расхода воды в сети и температуры обратной воды в зависимости от тепловой нагрузки $\bar{Q}_0^p$.

Для рассматриваемого метода регулирования при зависимой схеме присоединения отопительной установки $\tau_{01} = \tau'_{01} = \text{const}$,

$$\bar{W}_0 = W_0 / W'_0 = \text{var.}$$

Из уравнения характеристики (4.33a) получаем

$$\bar{W}_0 = \frac{\bar{Q}_0^p}{1 + \frac{\Delta t'_0}{\delta\tau'_0 - 0,5\theta'} [1 - (\bar{Q}_0^p)^{0,8}]} \quad (4.45)$$

Температура обратной воды

$$\tau_{02} = \tau'_{01} - \delta\tau'_0 \left\{ 1 + \frac{\Delta t'_0}{\delta\tau'_0 - 0,5\theta'} [1 - (\bar{Q}_0^p)^{0,8}] \right\}. \quad (4.46)$$

Уравнения (4.45) и (4.46) справедливы только при $\tau_{02} > t_{в.р.}$.

Предельное значение $\bar{Q}_{0*}^p$, соответствующее $\tau_{02} = t_{в.р.}$, определяется по формуле

$$\bar{Q}_{0*}^p = \left[1 - \frac{(\tau'_{02} - t_{в.р.})(\delta\tau'_0 - 0,5\theta')}{\delta\tau'_0 \Delta t'_0} \right]^{1,25}. \quad (4.47)$$

При $\bar{Q}_0^p < \bar{Q}_{0*}^p$ температура обратной воды $\tau_{02} = t_{в.р.}$

На рис. 4.8 приведен график количественного регулирования отопительной нагрузки.

Для установок, в которых коэффициент теплопередачи нагревательных приборов не зависит от температурного напора, например для установок воздушного отопления, в (4.45) и (4.46) степень 0,8 при $\bar{Q}_0^p$ заменяется на 1,0, а в (4.47) степень 1,25 заменяется на 1,0.

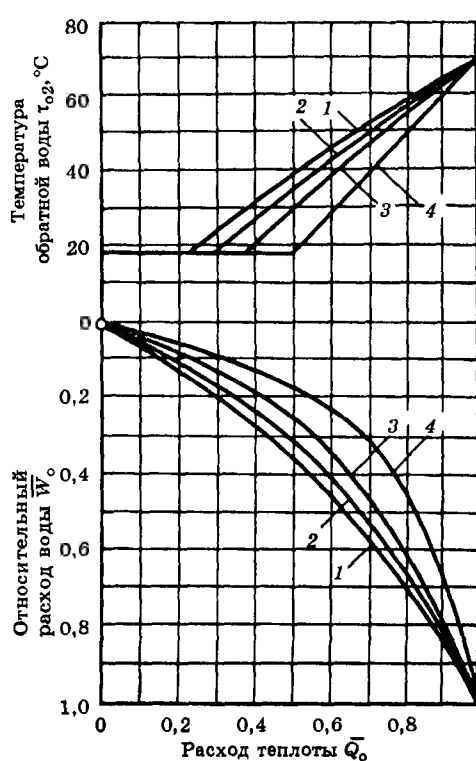


Рис. 4.8. График количественного регулирования отопительной нагрузки ($\theta' = 25^\circ\text{C}$, $t_{в,р} = 18^\circ\text{C}$)
 1 — $\tau'_{o1} = 150^\circ\text{C}$; 2 — $\tau'_{o1} = 130^\circ\text{C}$; 3 — $\tau'_{o1} = 110^\circ\text{C}$,
 4 — $\tau'_{o1} = 95^\circ\text{C}$

Качественно-количественное регулирование. Задача расчета качественно-количественного регулирования заключается в определении эквивалента расхода сетевой воды и ее температур τ_{o1} и τ_{o2} в зависимости от относительной расчетной тепловой нагрузки $\bar{Q}_o^p$. Уравнения для расчета качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки являются частным случаем уравнений (4.33а) и (4.34а) при $\bar{W}_o = (\bar{Q}_o^p)^m$:

$$\tau_{o1} = t_{в,р} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o^p)^{0,8} + \left(\delta \tau'_o - \frac{\theta'}{2} \right) (\bar{Q}_o^p)^{(1-m)}; \quad (4.48)$$

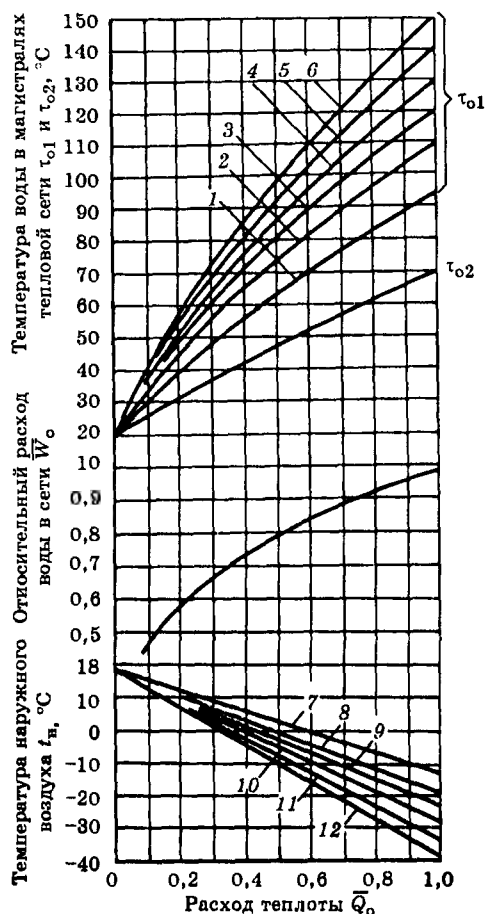


Рис. 4.9. Графики температур и расхода воды при качественно-количественном регулировании отопительной нагрузки (обозначения те же, что и на рис. 4.7)

$$\tau_{o2} = t_{в,р} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o^p)^{0,8} - \frac{\theta'}{2} (\bar{Q}_o^p)^{(1-m)}; \quad (4.49)$$

$$\tau_{o3} = t_{в,р} + \Delta t'_o (\bar{Q}_o^p)^{0,8} + \frac{\theta'}{2} (\bar{Q}_o^p)^{(1-m)}. \quad (4.50)$$

При различных значениях показателя m получаются различные законы изменения расхода воды в сети.

Можно выбрать такой закон качественно-количественного регулирования, при котором устраняется переменное влияние гравитационного перепада давлений на работу двухтрубной отопительной системы.

Как показывает проведенное исследование, при осуществлении качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки по закону $m = 0,33$, т.е. при изменении расхода воды в сети пропорциональ-

но кубическому корню из отопительной нагрузки, распределение расхода воды по высоте двухтрубной отопительной системы теоретически должно оставаться постоянным при любой тепловой нагрузке [32].

На рис. 4.9 приведены графики температур и расхода воды при качественно-количественном регулировании нагрузки при $m = 0,33$.

4.5. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РАЗНОРОДНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Прежде всего необходимо отметить, что применение только центрального регулирования систем теплоснабжения не может обеспечить качественное и экономичное регулирование разнородных тепловых нагрузок. Центральное регулирование, выполняя грубую регулировку системы теплоснабжения, позволяет снизить нагрузку на системы группового и местного регулирования. Однако наиболее эффективным методом регулирования разнородных тепловых нагрузок является индивидуальное регулирование теплопотребляющих установок, так как только при индивидуальном регулировании можно учесть все факторы, влияющие на тепловые нагрузки.

Обычно в городах основной тепловой нагрузкой является отопление. Существенное развитие, особенно в новых городских районах, приобрело в последние годы горячее водоснабжение. Значительно меньше вентиляционная нагрузка городских районов. Поэтому центральное регулирование городских районов ориентируют обычно на отопительную нагрузку или же на совмещенную нагрузку отопления и горячего водоснабжения.

В том случае, когда у большинства абонентов района отсутствует нагрузка горячего водоснабжения, центральное регулиро-

вание в городах осуществляется по закону изменения отопительной нагрузки.

Если у большинства абонентов в районе наряду с отоплением имеются установки горячего водоснабжения, центральное регу-

лирование часто осуществляется по закону изменения совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Неравномерности суточного графика суммарной нагрузки выравниваются за счет теплоаккумулирующей способности строительных конструкций отапливаемых зданий или же путем установки специальных аккумуляторов горячей воды. При разнородной тепловой нагрузке района независимо от центрального регулирования должно проводиться групповое и (или) местное регулирование, как правило, всех видов тепловой нагрузки. При этом температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети не должна снижаться ниже уровня, определяемого условиями горячего водоснабжения.

В соответствии со СНиП 2.04.01-85 [131] температура горячей воды в местах водоразбора должна быть не ниже 60°C при открытой и 50°C при закрытой системах теплоснабжения.

С учетом снижения температуры воды в местных коммуникациях горячего водоснабжения и перепада температур между греющей и нагреваемой водой в подогревателе горячего водоснабжения минимальная температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети как при открытой, так и при закрытой системах теплоснабжения принимается обычно равной или выше 65°C , т.е. $t_{01}' = 65^\circ\text{C}$. На рис. 4.10 приведены графики температур и расходов сетевой воды при комбинированном регулировании отопительной нагрузки, т.е. при применении разных методов регулирования в различных диапазонах наружных температур.

График температур в подающем трубопроводе тепловой сети имеет вид ломаной линии (рис. 4.10, б). При наружных температурах $t_{\text{н}} < t_{\text{нн}}$, где $t_{\text{нн}}$ — наружная темпе-

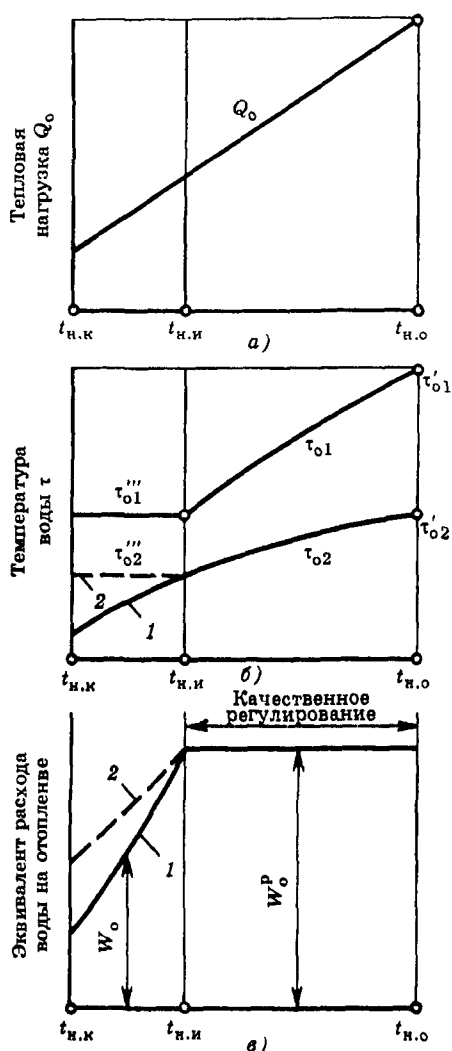


Рис. 4.10. Графики тепловой нагрузки (а), температур (б) и расходов сетевой воды (в) при комбинированном регулировании отопительной нагрузки

1 — количественное регулирование; 2 — регулирование местными пропусками

ратура, соответствующая излому температурного графика, график температур воды в подающей линии строится по законам отопительной нагрузки или совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. При $t_n \geq t_{н.и}$ температура воды в подающей линии тепловой сети $\tau_{o1} = \tau_{o1}''' = \text{const}$.

Рассмотрим методику построения графиков температур и расходов воды при двух характерных методах центрального регулирования: 1) по отопительной нагрузке; 2) по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Центральное регулирование по отопительной нагрузке. При центральном регулировании по отопительной нагрузке для поддержания стабильной расчетной внутренней температуры в отапливаемых зданиях в диапазоне наружных температур от $t_{н.о}$ до $t_{н.и}$ температура воды в подающей линии тепловой сети должна соответствовать графику качественного регулирования отопительной нагрузки, описываемому уравнением (4.38), а расход сетевой воды на отопление должен быть постоянным.

В диапазоне температур отопительного периода $t_n > t_{н.и}$ регулирование отопительных установок может проводиться как количественным методом, так и местными пропусками, т.е. посредством периодического отключения отопительных установок от тепловой сети.

При установке на абонентских вводах струйных смесителей (элеваторов) количественное регулирование приводит к разрегулировке отопительных установок. Этот недостаток устраняется при установке на абонентских вводах или групповых тепловых подстанциях кроме струйных смесителей также механических (центробежных насосов). Схемы таких установок показаны в гл. 4. Это позволяет при наружных температурах $t_n > t_{н.и}$ поддерживать постоянный расход воды в отопительной установке при уменьшении расхода сетевой воды из тепловой сети.

При снижении подачи сетевой воды возрастает подача механического смешительного насоса, а суммарный расход воды в отопительной установке остается постоянным. При такой схеме присоединения в самой отопительной установке осуществ-

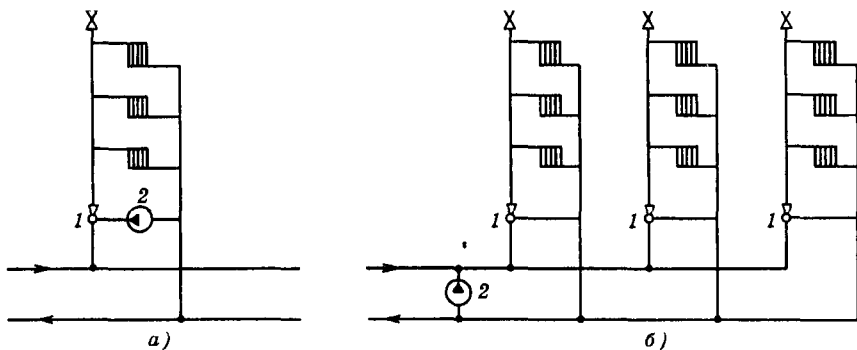


Рис. 4.11. Схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети

а — центробежный и струйный смесительные насосы на абонентском вводе (МТП); *б* — центробежный смесительный насос на групповой тепловой подстанции и струйные смесительные насосы на абонентских вводах; 1 — струйный насос; 2 — центробежный насос

ляется качественное регулирование при переменном расходе воды, поступающей из тепловой сети в отопительную установку¹. В этом случае температура обратной воды после отопительной установки τ_{o2} изменяется по закону качественного регулирования и может определяться по (4.39).

При применении рассмотренного метода количественного регулирования эквивалент расхода сетевой воды на отопление при наружных температурах $t_n > t_{n,и}$ определяется по формуле

$$W_o = \frac{Q_o^p}{\tau_{o1}''' - \tau_{o2}}. \quad (4.51)$$

При регулировании отопительной нагрузки в диапазоне наружных температур $t_n > t_{n,и}$ другим методом — местными про-

пусками число часов ежесуточной работы отопительных установок вычисляется как

$$n = 24 \frac{t_{вp} - t_n}{t_{вp} - t_{n,и}}. \quad (4.52)$$

Рассмотрим графики температур и расходов сетевой воды при разнородной тепловой нагрузке района, параллельном присоединении к тепловой сети теплопотребляющих установок (отопления, вентиляции, горячего водоснабжения) и применении в диапазоне наружных температур от $t_{н,о}$ до $t_{н,и}$ центрального регулирования по отопительной нагрузке, а при $t_n > t_{н,и}$ при поддержании постоянной температуры τ_{o1}''' в подающей линии тепловой сети.

Построение графика температур и расхода сетевой воды на отопление. На рис. 4.10, *а* показана зависимость отопительной нагрузки от наружной температуры. В диапазоне температур $t_{н,о} - t_{н,и}$ (см. рис. 4.10, *б*) осуществляется качественное регулирование отопительной нагрузки. Температурные графики подающей и обратной линий τ_{o1} и τ_{o2} построены по (4.38) и (4.39). В этом диапазоне эквивалент расхода сетевой воды на отопление W_o^p — постоянная величина. При $t_n > t_{н,и}$ температу-

¹ Такой гидравлический режим в отопительной установке может быть также реализован при установке на абонентском вводе элеватора с регулируемым сечением сопла. При уменьшении сечения сопла сокращается расход сетевой воды G_p через сопло, но одновременно возрастает коэффициент смешения элеватора U . В результате расход воды в отопительной системе $G_c = G_p(1+U)$ сохраняется практически неизменным или снижается весьма мало.

ра сетевой воды в подающем трубопроводе τ_{01}''' постоянна.

Температура сетевой воды в обратном трубопроводе зависит от метода регулирования отопительной нагрузки при наружной температуре $t_n > t_{н.н}$. При рассмотренном методе количественного регулирования, когда расход воды непосредственно в отопительной установке сохраняется постоянным, график температур обратной линии τ_{02} (сплошная линия на рис. 4.10, б) строится по (4.39).

При регулировании отопительной нагрузки при $t_n > t_{н.н}$ местными пропусками график температур обратной линии τ_{02} (пунктирная линия) может быть принят в виде прямой горизонтальной линии, параллельной графику температур подающей линии. Такому характеру графика соответствует постоянство всех факторов, влияющих на теплоотдачу отопительных приборов (расход теплоты за период реальной работы, температура поступающей сетевой воды, температура внутреннего воздуха). На рис. 4.10, в показан расход сетевой воды на отопление.

В диапазоне наружных температур $t_{н.0} - t_{н.н}$ эквивалент расхода воды W_o^P постоянный, поскольку осуществляется качественное регулирование отопительной нагрузки.

При $t_n > t_{н.н}$ расход воды на отопление зависит от наружной температуры. При повышении наружной температуры расход воды на отопление при количественном регулировании изменяется в соответствии с (4.51) (на рис. 4.10, в сплошная линия). При регулировании местными «пропусками» расход сетевой воды через каждую отопительную установку в период ее работы остается постоянным. Однако число одновременно включенных отопительных установок уменьшается по мере повышения наружной температуры прямо пропорционально отно-

шению $(t_{в.р} - t_n) / (t_{в.р} - t_{н.н})$, поэтому суммарный расход сетевой воды на отопление района сокращается пропорционально числу одновременно включенных установок (на рис. 4.10 — штриховая линия).

При количественном регулировании расход сетевой воды изменяется сильнее, чем при регулировании местными пропусками, что объясняется большим перепадом температур сетевой воды в отопительной установке $(\tau_{01}''' - \tau_{02})$ по сравнению с регулированием местными пропусками.

Построение графика температур и расхода сетевой воды на вентиляцию. По характеру изменения расхода теплоты и температуры в подающей линии режим работы вентиляционных установок можно разделить на три диапазона (рис. 4.12):

I — между наружными температурами $t_{н.к} - t_{н.н}$; температура воды в подающей ли-

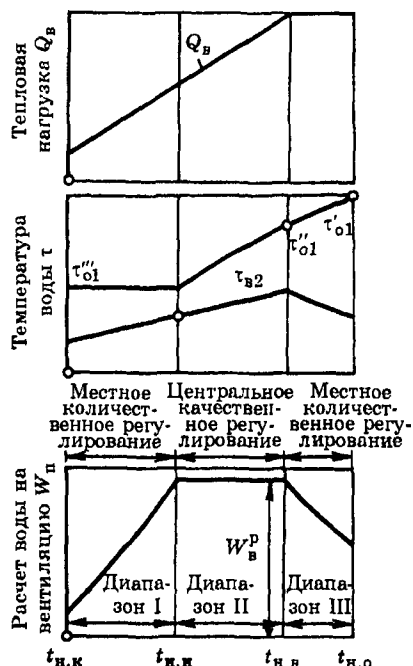


Рис. 4.12. Графики тепловой нагрузки, температур и расхода сетевой воды при комбинированном регулировании вентиляционной нагрузки

нии тепловой сети остается постоянной, а

II — между наружными температурами $t_{н.и} - t_{н.в}$; изменяется как температура воды в подающей линии, так и расход теплоты на вентиляцию;

III — между наружными температурами $t_{н.в} - t_{н.о}$; температура воды в подающей линии изменяется, а расход теплоты на вентиляцию остается постоянным.

В диапазоне III при снижении наружной температуры от $t_{н.в}$ до $t_{н.о}$ авторегуляторы уменьшают расход сетевой воды через калориферы таким образом, что тепловая нагрузка Q_v остается постоянной. Это вызывает снижение температуры обратной сетевой воды, а также снижение коэффициента теплопередачи калориферов.

В диапазоне II температура сетевой воды, поступающей в калориферы, растет по мере понижения наружной температуры. Расход теплоты также должен расти при понижении наружной температуры. Такая взаимосвязь между графиком температур подающей линии и расходом теплоты является типичной для качественного регулирования. Поэтому в диапазоне II расход сетевой воды через калориферы остается практически постоянным.

В диапазоне I температура сетевой воды, поступающей в вентиляционные калориферы, постоянна.

При повышении наружной температуры повышается температура воздуха на выходе из калорифера.

В диапазоне I температура сетевой воды, поступающей в вентиляционные калориферы, постоянна.

При повышении наружной температуры повышается температура воздуха на выходе из калорифера.

Изменение температуры воздуха на выходе из калорифера используется в качестве импульса, воздействующего на регулятор расхода сетевой воды. Авторегулятор снижает расход сетевой воды, что приводит

к снижению температуры обратной воды к калориферу и, следовательно, к снижению теплопередачи калорифера. В результате температура воздуха после калорифера поддерживается на заданном уровне.

Как видно из рис. 4.12, расход сетевой воды на вентиляцию остается практически постоянным только в диапазоне II. Как в диапазоне I, так и в диапазоне III расход воды на вентиляцию изменяется при изменении температуры наружного воздуха.

Эквивалент расхода сетевой воды на вентиляцию W_n при режимах, отличных от расчетного, может быть определен на основании уравнений характеристики водовоздушных калориферов (4.6), (4.14). Следует иметь в виду, что в связи с расчетом калориферов по среднеарифметической разности температур теплообменивающихся потоков коэффициенты в (4.8) должны быть равны $a = b = 0,5$.

Из совместного решения указанных выше уравнений выводится следующая система уравнений для расчета W_n :

$$\left. \begin{aligned} \alpha \frac{W_n}{W_b} - \beta \left(\frac{W_n}{W_b} \right)^{0,85} - 0,5 &= 0; \\ \alpha &= \left(\frac{\tau_{o1} - t_2}{t_1 - t_2} - 0,5 \right); \\ \beta &= \frac{1}{\omega_{oc}} \left(\frac{W''_{n1}}{W''_{m1}} \right)^{0,15} \left(\frac{W''_b}{W''_{m1}} \right)^{0,5} \left(\frac{W_b}{W''_{m1}} \right)^{0,35} \end{aligned} \right\} \quad (4.53a)$$

Если пренебречь влиянием скорости воды на коэффициент теплопередачи калорифера, т.е. принять в (4.14) $m_1 = 0$, то зависимость (4.53a) принимает более простой вид

$$\frac{W_n}{W_b} = \frac{0,5}{\frac{\tau_{o1} - t_2}{t_1 - t_2} - \frac{1}{\omega_{oc}} \left(\frac{W''_b}{W''_{m1}} \right)^{0,5} \left(\frac{W_b}{W''_{m1}} \right)^{0,5} - 0,5} \quad (4.53б)$$

В (4.53a) и (4.53б) t_2 и t_1 — температура воздуха на входе и выходе из калорифера при любом режиме; W_n и W_b — эквиваленты расхода греющей воды и воздуха при любом режиме; ω_{oc} — основной режимный коэффициент кало-

рифера, определяемый обычно при расчетной наружной температуре для вентиляции $t_{нв}$,

$$\omega_{ос} = Q''_B / (\Delta t'' W''_M);$$

Q''_B — расчетная тепловая нагрузка калорифера при $t_{нв}$; $\Delta t''$ — среднеарифметическая разность температур между греющей и нагреваемой средой в калорифере при $t_{нв}$; W''_M , W''_n , W''_B — значения меньшего эквивалента расхода и эквивалентов расхода греющего теплоносителя и нагреваемого воздуха при $t_{нв}$.

При постоянном расходе воздуха ($W_B = W''_B$) коэффициент β для данного калорифера постоянен.

Поскольку в (4.53) искомое значение W_n / W_B входит в двух различных степенях (в степени 1 и 0,85), то задача решается методом последовательных приближений.

Температура сетевой воды после вентиляционных калориферов

$$\tau_{B2} = \tau_{O1} - Q_B / W_n. \quad (4.53 \text{ в})$$

Пример 4.3. Расчетная тепловая нагрузка водовоздушного калорифера $Q''_B = 1,163$ МДж/с = 1 Гкал/ч при расчетных температурах: сетевой воды $\tau_{O1}' = 102$ °С, $\tau_{O2}' = 54$ °С; воздуха $t_{нв} = -10$ °С, $t_1 = 25$ °С, т.е. при заданном значении площади поверхности нагрева F .

Определить расход сетевой воды через калорифер G_n и температуру воды после калорифера τ_{B2} при $t_n = 10$ °С, $\tau_{O1} = 70$ °С, $t_1 = 25$ °С. Расход воздуха через калорифер постоянный и равен расчетному расходу $W_B = W''_B$.

Решение. Эквивалент расхода сетевой воды через калорифер при расчетном режиме

$$W''_n = \frac{1,163 \cdot 10^6}{102 - 54} = 24\,300 \text{ Дж/(с} \cdot \text{К)}.$$

Эквивалент расхода воздуха через калорифер при расчетном режиме

$$W''_B = \frac{1,163 \cdot 10^6}{25 + 10} = 33\,300 \text{ Дж/(с} \cdot \text{К)}.$$

Как видно из условия задачи, $W''_M = W''_n = 24\,300$ Дж/(с · К). Среднеарифметическая разность температур в калорифере при расчетном режиме

$$\Delta t'' = (102 + 54)/2 - (25 - 10)/2 = 70,5 \text{ °С}.$$

Основной режимный коэффициент

$$\omega_{ос} = \frac{1,163 \cdot 10^6}{70,5 \cdot 24300} = 0,68.$$

По (4.53а) определяем W_n :

$$\alpha = \frac{70 - 10}{25 - 10} - 0,5 = 3,5;$$

$$\beta = \frac{1}{0,68} 1^{0,15} \left(\frac{33,3}{24,3} \right)^{0,5} \left(\frac{33,3}{24,3} \right)^{0,35} = 1,93, \text{ тогда}$$

$$3,5(W_n / W_B) - 1,93(W_n / W_M)^{0,85} - 0,5 = 0, \text{ откуда } W_n / W_M = 0,4, \text{ или } W_n = 0,4 \cdot 33\,300 = 13\,300 \text{ Дж/(с} \cdot \text{К)}.$$

Расход сетевой воды через калорифер

$$G_n = W_n / c = 13\,300 / 4190 = 3,2 \text{ кг/с} = 11,5 \text{ т/ч}.$$

Тепловая нагрузка калорифера при рассматриваемом режиме

$$Q_B = W_B(t_1 - t_2) = 33\,300(25 - 10) = 500\,000 \text{ Дж/с}.$$

Температура воды после калорифера

$$\tau_{B2} = 70 - 500\,000 / 13\,300 = 32 \text{ °С}.$$

Построение графиков температур и расхода сетевой воды на горячее водоснабжение. Графики температур и расхода сетевой воды на горячее водоснабжение для закрытой системы теплоснабжения и параллельной схемы присоединения установок отопления и горячего водоснабжения (см. рис. 3.6) приведены на рис. 4.13. При построении графиков принято, что аккумуляторы горячей воды выравнивают неравномерности суточного графика и, следовательно, тепловая нагрузка сети по горячему водоснабжению постоянна.

По характеру изменения расхода воды в сети отопительный период можно разбить на два диапазона: I — с постоянной температурой воды в подающей линии сети; II — с переменной температурой воды.

При постоянной нагрузке горячего водоснабжения расход сетевой воды в диапазоне I должен оставаться постоянным. В диапазоне II должно осуществляться местное количественное регулирование. При повышении температуры в подающем трубопроводе тепловой сети регулятор температуры, уста-



Рис. 4.13. Графики тепловой нагрузки, температуры и расхода сетевой воды при комбинированном регулировании нагрузки горячего водоснабжения

Система теплоснабжения — закрытая, схема включения подогревателей горячего водоснабжения — параллельная

новленный на водоподогревательной установке ГТП или МТП, уменьшает расход греющей воды через водо-водяной подогреватель, что замедляет рост средней температуры греющей воды в подогревателе и одновременно уменьшает коэффициент теплопередачи подогревателя. В результате тепловая нагрузка подогревателя сохраняется постоянной, а температура обратной сетевой воды после подогревателя снижается.

В большинстве случаев у абонентов нет аккумуляторов горячей воды, поэтому расход сетевой воды на горячее водоснабжение изменяется не только в зависимости от температурного режима подающей линии, но и от характера суточного графика нагрузки горячего водоснабжения. Максимальный расход сетевой воды на горячее

водоснабжение имеет место при минимальной температуре воды в подающей линии τ''_1 в часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения (обычно в вечерние часы предвыходных дней). В эти периоды расход сетевой воды на горячее водоснабжение весьма значителен и нередко превышает расход воды на отопление.

Расчетный эквивалент расхода сетевой воды на подогреватель горячего водоснабжения определяют по формуле

$$W_r^p = Q_r^{\max} / (\tau''_{o1} - \tau''_{r2}), \quad (4.54)$$

где $Q_r^{\max}$ — максимальная нагрузка горячего водоснабжения; τ''_{o1} , τ''_{r2} — температура воды в подающей линии тепловой сети и после подогревателя при максимальной нагрузке горячего водоснабжения и наружной температуре $t_{н.и.}$

Эквивалент расхода греющей воды на водо-водяные подогреватели при любом режиме работы может быть вычислен по формулам (4.22)—(4.24). Заданная величина при этом расчете — эквивалент расхода нагреваемой воды $W_b = W_3$. Площадь поверхности нагрева подогревателей горячего водоснабжения определяется по нагрузке $Q_r^{\max}$ и температурам греющей воды τ''_{o1} и τ''_{r2} на входе в подогреватель и на выходе из него, параметр подогревателя Φ — на основе (4.21) и (4.16). Температура сетевой воды после подогревателей горячего водоснабжения при любом режиме их работы $\tau_{r2} = \tau_{o1} - Q_r / W_r$, где W_r — эквивалент расхода сетевой воды через подогреватель.

Уравнение теплового баланса водо-водяного подогревателя горячего водоснабжения

$$\varepsilon W_m (\tau_{o1} - t_x) = W_b (t_r - t_x), \quad (4.55a)$$

где W_b — эквивалент расхода нагреваемой (водопроводной) воды; t_r , t_x — температура горячей и холодной водопроводной воды.

С учетом выражения для ε [см. (4.18)] уравнение (4.55а) принимает следующий вид:

при $W_B = W_M$

$$\frac{\tau_{01} - t_x}{a \frac{W_M}{W_6} + b + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_6}}} = (t_r - t_x); \quad (4.55б)$$

при $W_B = W_6$

$$\frac{\frac{W_M}{W_6}(\tau_{01} - t_x)}{a \frac{W_M}{W_6} + b + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_6}}} = (t_r - t_x). \quad (4.55в)$$

Поскольку правые части уравнений (4.55б) и (4.55в) постоянны, значит, и левые части постоянны. Так как a, b, Φ — величины постоянные, то при $\tau_{01} = \text{const}$ постоянно также отношение эквивалентов расходов греющей и нагреваемой сред $W_M/W_6 = \text{const}$ независимо от тепловой нагрузки подогревателя горячего водоснабжения Q_r . Это значит, что при постоянной температуре греющей воды перед водо-водяным подогревателем изменение нагрузки горячего водоснабжения, т.е. изменение расхода нагреваемой воды W_B , вызывает прямо пропорциональное изменение расхода греющей воды W_r , а отношение Q_r/W_r и температура сетевой воды после подогревателя остаются постоянными.

Некоторое уменьшение расхода сетевой воды на горячее водоснабжение дает применение двухступенчатой смешанной схемы включения подогревателей горячего водоснабжения (см. рис. 3.6, э). При этой схеме часть нагрузки горячего водоснабжения удовлетворяется нижней ступенью подогревателя за счет теплоты обратной воды, поэтому расчетный эквивалент расхода сетевой воды на горячее водоснабжение

$$W_r^p = \frac{Q_r^{\max}}{\tau_{01}''' - \tau_{r2}'''} \frac{t_r - t_n'''}{t_r - t_x}, \quad (4.56)$$

где t_n''' — температура водопроводной воды после нижней ступени подогревателя, $t_n''' = \tau_{02}''' - \delta t_n$. Обычно принимают $\delta t_n = 5-10^\circ\text{C}$, $\tau_{r2}''' = \tau_{02}'''$.

Методика расчета температуры τ_{r2} и расхода сетевой воды W_r при двухступенчатой смешанной схеме и любой нагрузке горячего водоснабжения приведена в [107].

В открытых системах теплоснабжения вода для горячего водоснабжения забирается частично из подающей и частично из обратной линии тепловой сети с таким расчетом, чтобы была обеспечена требуемая температура смеси (см. рис. 3.10). Эквивалент суммарного расхода воды на горячее водоснабжение определяется по формулам:

при $t_r \geq \tau_{02}$

$$W_r = Q_r / (t_r - t_x); \quad (4.57а)$$

при $t_r \leq \tau_{02}$

$$W_r = Q_r / (\tau_{02} - t_x). \quad (4.57б)$$

Доли расхода воды из подающей и обратной линий сети могут быть определены по формулам

$$\beta = (t_r - \tau_{02}) / (\tau_{01} - \tau_{02}); \quad (4.58а)$$

$$(1 - \beta) = (\tau_{01} - t_r) / (\tau_{01} - \tau_{02}). \quad (4.58б)$$

В (4.57)–(4.58): β и $(1 - \beta)$ — доли расхода воды на горячее водоснабжение из подающей и обратной линий; $\tau_{01}, \tau_{02}, t_r, t_x$ — температуры сетевой воды соответственно в подающей и обратной линиях, горячей и холодной водопроводной воды.

Эквиваленты расхода сетевой воды на горячее водоснабжение из линии сети:

подающей

$$W_{rp} = \beta W_r; \quad (4.59а)$$

обратной

$$W_{r.об} = (1 - \beta) W_r. \quad (4.59б)$$

Чем выше τ_{02} , тем больше воды забирается из обратной линии и соответственно меньше из подающей.

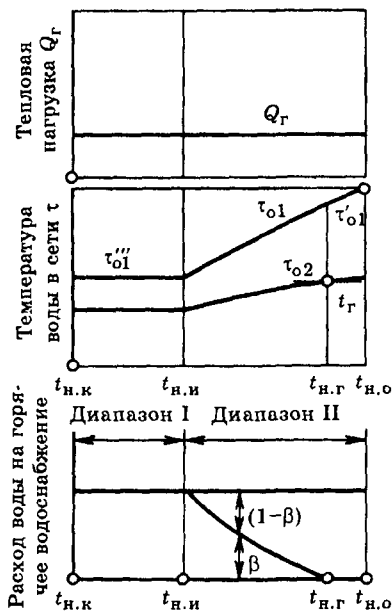


Рис. 4.14. Графики тепловой нагрузки и расхода воды на горячее водоснабжение при открытой системе теплоснабжения

При $t_g \leq \tau_{o2}$ вся вода для горячего водоснабжения берется только из обратной линии.

На рис. 4.14 показан график расхода теплоты и воды на горячее водоснабжение в открытых системах при искусственно выровненной нагрузке горячего водоснабжения. Весь отопительный период можно разбить на два диапазона: с постоянной I и переменной II температурами воды в подающей линии.

Обычно $\tau_{o1}''' = t_g$, поэтому в диапазоне I вся вода для горячего водоснабжения отбирается из подающей линии:

$$\beta = 1; (1 - \beta) = 0.$$

В диапазоне II по мере снижения $t_{н}$ растет $(1 - \beta)$ и уменьшается β . При некоторой температуре наружного воздуха $t_{н.g}$ температура воды в обратной линии делается равной t_g , т.е. $\tau_{o2} = t_g$; в этом режиме $(1 - \beta) = 1$ и $\beta = 0$. В диапазоне наружных температур $t_{н.g} - t_{н.o}$ весь водоразбор идет из обратной линии теп-

ловой сети, т.е. $\beta = 0$, поскольку при $t_{н} < t_{н.g}$, $\tau_{o2} > t_g$ абсолютное значение водоразбора уменьшается в отношении $(t_g - t_x) / (\tau_{o2} - t_x)$, так как при $\tau_{o2} > t_g$, $W_g = Q_g / (\tau_{o2} - t_x)$.

При отсутствии у абонентов аккумуляторов горячей воды, что типично для современных жилых зданий, водоразбор изменяется в течение суток. Максимальный водоразбор из подающей линии имеет место в часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения при повышенных наружных температурах отопительного периода $t_{н} \geq t_{н.i}$.

Суммарный расход воды в тепловой сети. Многие важные экономические показатели систем централизованного теплоснабжения (начальные затраты на сооружение тепловых сетей и сетевых насосных установок, расход энергии на перекачку теплоносителя и т.д.) зависят от расчетного расхода воды в сети, под которым понимается максимальный суммарный расход сетевой воды.

В закрытых системах теплоснабжения при параллельном присоединении на абонентских вводах установок отопления и горячего водоснабжения (см. рис. 3.6) суммарный расход сетевой воды в тепловой сети является суммой расходов воды на отдельные виды тепловой нагрузки, причем, поскольку вода из тепловой сети не разбирается, расходы в подающей и обратной линиях сети одинаковы. Суммарный эквивалент расхода сетевой воды в закрытой тепловой сети при любом режиме ее работы определяется по формуле

$$W = W_{п} = W_{об} = W_o + W_{в} + W_g, \quad (4.60)$$

где $W_{п}$, $W_{об}$, W_o , $W_{в}$, W_g — эквиваленты расхода сетевой воды соответственно в подающей и обратной линиях тепловой сети, на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение.

На рис. 4.15 представлен график суммарного эквивалента расхода воды в сети закрытой системы теплоснабжения. Суммарный расход воды в сети (линия 5) изме-

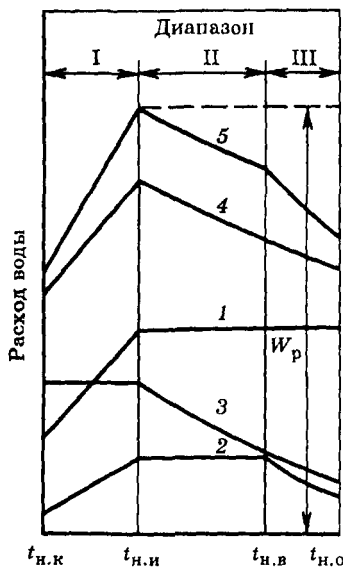


Рис. 4.15. График суммарного расхода сетевой воды в закрытой системе теплоснабжения

1 — отопление, 2 — вентиляция, 3 — горячее водоснабжение, 4 — расход на отопление и горячее водоснабжение, 5 — суммарный расход на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение

няется по некоторой кривой. Максимальный расход воды в сети имеет место при $t_{н.и}$ в точке «излома» температурного графика в подающем трубопроводе тепловой сети. Поскольку нагрузка горячего водоснабжения имеет неровный суточный график, то максимальный суммарный расход воды в сети имеет место при $t_{н.и}$ в часы пиковой нагрузки горячего водоснабжения (для жилых зданий — вечерние часы накануне выходных дней). Для последующего сравнения с другими схемами присоединения абонентов на рис. 4.15 показан также суммарный расход воды в сети на отопление и горячее водоснабжение (кривая 4).

На рис. 4.16 приведен график суммарного эквивалента расхода воды в сети открытой системы теплоснабжения. Расходы воды на отопление и вентиляцию (кривые 1 и 2) имеют те же значения, что и в закрытых системах. В интервале наружных температур от $t_{н.к}$ до $t_{н.и}$ весь расход воды на горя-

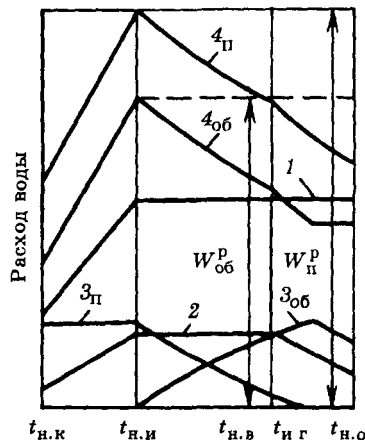


Рис. 4.16. График суммарного расхода сетевой воды в открытой системе теплоснабжения

1 — отопление, 2 — вентиляция, 3_п — горячее водоснабжение из подающей линии, 3_{об} — горячее водоснабжение из обратной линии, 4_п — суммарный расход в подающей линии, 4_{об} — суммарный расход в обратной линии

чее водоснабжение отбирается из подающей линии (кривая 3_п). При понижении наружной температуры от $t_{н.и}$ до $t_{н.г}$ водоразбор из подающей линии сокращается до нуля и соответственно возрастает водоразбор из обратной линии (3_{об}). В диапазоне наружных температур от $t_{н.г}$ до $t_{н.о}$ весь водоразбор идет из обратной линии тепловой сети. Абсолютное значение водоразбора несколько уменьшается при снижении наружной температуры от $t_{н.г}$ до $t_{н.о}$, поскольку при наружных температурах $t_n < t_{н.г}$ $\tau_2 > \tau_1$.

Суммарный эквивалент расхода воды в подающей и обратной линиях открытой системы теплоснабжения при любом режиме ее работы определяется по следующим формулам:

$$W_n = W_o + W_b + \beta W_{г}; \quad (4.61)$$

$$W_{об} = W_o + W_b - (1 - \beta) W_{г}. \quad (4.62)$$

В диапазоне наружных температур от $t_{н.к}$ до $t_{н.и}$ $\beta = 1$; при наиболее низких наружных температурах (когда $t_n < t_{н.г}$) $\beta = 0$.

Суммарные расходы воды в подающей (кривая $4_{\text{п}}$) и в обратной (кривая $4_{\text{об}}$) линиях имеют максимальное (расчетное) значение при $t_{\text{н}}$ в точке излома температурного графика. Расход воды в подающей линии постоянно больше расхода воды в обратной линии. Разность расходов воды в подающей и обратной линиях сети равна расходу воды на горячее водоснабжение (без учета утечек в сети) [49, 101].

При одинаковых тепловых нагрузках и одинаковой расчетной температуре воды в подающей линии тепловой сети в открытых системах теплоснабжения расчетный расход воды в подающей линии несколько меньше, чем в закрытой системе, а расчетный расход воды в обратной линии значительно меньше, чем в закрытой системе. Большой расчетный расход воды в закрытых системах по сравнению с открытыми вызывается тем, что в закрытых системах при параллельном включении установок отопления и горячего водоснабжения энтальпия сетевой воды недостаточно полно используется в абонентских установках для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения. При двухступенчатой смешанной схеме присоединения установок горячего водоснабжения (см. рис. 3.6) улучшается использование энтальпии сетевой воды для горячего водоснабжения. Однако и при этом доля максимальной нагрузки горячего водоснабжения, удовлетворяемая за счет теплоты обратной воды от отопления при наружных температурах $t_{\text{н}} > t_{\text{н.и}}$, невелика.

Средняя температура воды в обратной линии тепловой сети в закрытых системах теплоснабжения определяется по формуле

$$\tau_2 = \frac{\tau_{02} W_o + \tau_{в2} W_{\text{в}} + \tau_{г2} W_{\text{г}}}{W}, \quad (4.63a)$$

где τ_{02} , $\tau_{в2}$, $\tau_{г2}$ — температура обратной сетевой воды соответственно после установок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, °C.

В открытых системах теплоснабжения средняя температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети

$$\tau_2 = \frac{\tau_{02} W_o + \tau_{в2} W_{\text{в}} - (1 - \beta) \tau_{г2} W_{\text{г}}}{W_o + W_{\text{в}} - (1 - \beta) W_{\text{г}}}. \quad (4.63б)$$

Центральное регулирование по совмещенной нагрузке. В районах, в которых кроме отопления имеется значительная тепловая нагрузка другого вида, например горячее водоснабжение или вентиляция, можно значительно уменьшить расчетный расход воды в тепловой сети при переходе от центрального регулирования одного вида тепловой нагрузки — отопления, к центральному регулированию совмещенной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения или отопления и вентиляции [87, 101]. Ниже рассмотрен метод расчета центрального регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Применение такого метода регулирования дает возможность обеспечить нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения или с незначительным увеличением расчетного расхода воды в сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление.

Центральное регулирование совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения ориентируется обычно на типичную для данного района относительную нагрузку горячего водоснабжения, равную отношению расчетных значений регулируемых нагрузок

$$\rho_{\text{г.т}}^{\text{ср.н}} = (Q_{\text{г}}^{\text{ср.н}} / Q_o')_{\text{т}}, \quad \text{где}$$

$Q_{\text{г}}^{\text{ср.н}}$ — средненедельный расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение; Q_o' — расчетная тепловая нагрузка отопления.

Для обеспечения качественного и экономичного теплоснабжения абонентов при центральном регулировании по совмещенной нагрузке необходимо, чтобы независимо от центрального регулирования, осущещ-

ставляемого обычно в источнике теплоснабжения (на ТЭЦ или в котельной), проводилось дополнительно групповое и (или) местное количественное регулирование всех видов тепловой нагрузки на ГТП и (или) МТП [24, 39, 111], а также дополняемое индивидуальным регулированием.

В качестве импульса для регулирования отопительной нагрузки на ГТП или МТП наиболее целесообразно использовать внутреннюю температуру отапливаемых помещений или температуру устройства, моделирующего температурный режим отапливаемых зданий (см. рис. 3.6 и 3.10) [111]. Такая схема регулирования позволяет использовать температуру воды в подающем трубопроводе тепловой сети в качестве одного из маневренных параметров системы теплоснабжения. При необходимости можно без нарушения качества теплоснабжения поднять температуру воды в подающем трубопроводе сети значительно выше, чем это требуется по оптимальному расчетному режиму для данных условий. В этом случае регуляторы отопления, установленные на ГТП или МТП, сократят расход сетевой воды, однако температурный режим в отапливаемых зданиях не выйдет за зоны комфорта. При таком решении существенно повышается маневренная способность тепловой сети, так как становится возможным удовлетворять тепловую нагрузку абонентов при снижении расхода воды в сети, что имеет значение при аварийных ситуациях, а также при разных плановых переключениях.

Кроме того, при установке на ГТП или МТП регуляторов отопления можно выбирать сравнительно свободное отношение $(Q_{г.н}^{ср.н} / Q'_0)_T = (p_{г.т}^{ср.н})_T$, по которому строится режим центрального регулирования, не опасаясь перерасхода теплоты, поскольку корректировка расхода теплоты на отопление производится по внутренней температуре отапливаемых помещений.

Как правило, увеличение $(p_{г.т}^{ср.н})_T$ при неизменной расчетной тепловой нагрузке района приводит к уменьшению расчетного расхода воды в тепловой сети и эксплуатационных расходов на перекачку теплоносителя. Одновременно уменьшается комбинированная выработка электрической энергии на ТЭЦ, так как повышается

температура сетевой воды в подающей линии тепловой сети.

Существенно ограничиваются маневренные возможности системы теплоснабжения при использовании для группового или местного регулирования регуляторов расхода, а не регуляторов отопления.

Рассмотрим применение центрального регулирования совмещенной нагрузки — отопления и горячего водоснабжения — в закрытых и открытых системах теплоснабжения.

Центральное регулирование закрытых систем теплоснабжения. В закрытых системах теплоснабжения при использовании регуляторов отопления центральное регулирование по совмещенной нагрузке принципиально может применяться в любом районе, где имеются оба вида тепловой нагрузки (отопление и горячее водоснабжение), независимо от относительного количества абонентов с обоими видами нагрузки.

При использовании регуляторов расхода центральное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения применяют не в любом районе, а только там, где в большинстве (не менее 75 %) жилых и общественных зданий района имеются установки горячего водоснабжения. При использовании как регуляторов отопления, так и регуляторов расхода режим центрального качественного регулирования по совмещенной нагрузке рассчитывается из условия постоянного расхода сетевой воды для удовлетворения суточного расхода теплоты на отопление и горячее водоснабжение абонентов с типичным для района значением $(p_{г.т}^{ср.н})_T$.

Наиболее рациональной зависимой схемой присоединения абонентов при рассматриваемом методе центрального регулирования является схема с двухступенчатым подогревом воды для горячего водоснабжения. Эта схема с регуляторами отопления показана на рис. 3.6 и 3.10, а с регулятором расхода — на рис. 3.6.

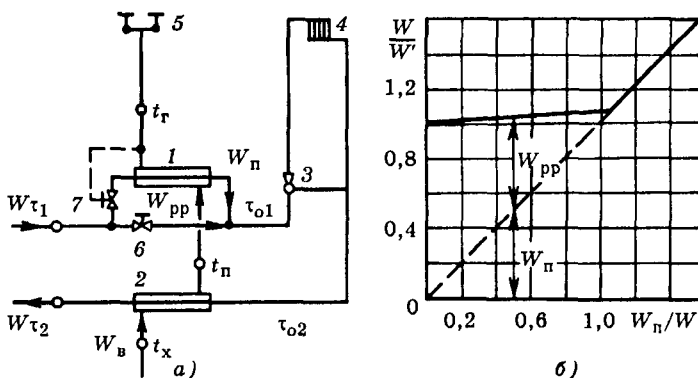


Рис. 4.17. Присоединение установки горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме и отопительной установки по зависимой схеме

а — принципиальная схема; *б* — зависимость суммарного расхода сетевой воды W от ее расхода через верхнюю ступень подогревателя горячего водоснабжения W_n ; 1 — подогреватель верхней ступени; 2 — то же нижней ступени; 3 — элеватор; 4 — отопительный прибор; 5 — водоразборный кран, 6 — регулятор и ограничитель расхода; 7 — регулятор температуры

На рис. 4.17, *а* эта схема приведена в увеличенном масштабе, а на рис. 4.17, *б* показан характер изменения расхода сетевой воды через установку W в зависимости от расхода сетевой воды W_n через верхнюю ступень подогревателя горячего водоснабжения 1. Расход сетевой воды в рассматриваемой установке регулируется двумя приборами — регулятором расхода 6 и регулятором температуры 7. Регулятор расхода 6 поддерживает практически постоянным заданный расход сетевой воды через сопло элеватора или через какое-либо другое заданное сопротивление установки, например через дроссельную шайбу на трубопроводе. Когда регулятор температуры 7 открывается и расход сетевой воды W_n через подогреватель 1 увеличивается, регулятор 6 прикрывается настолько, чтобы расход сетевой воды через сопло элеватора сохранился практически постоянным. Только в тех случаях, когда расход сетевой воды W_n через подогреватель 1 превышает заданный расход сетевой воды W' на установку $W_n/W' > 1$, регулятор 6 полностью закрывается и весь расход сетевой воды проходит через подогреватель 1. В этом режиме $W = W_n > W'$.

Основные преимущества этой схемы:

а) выравнивание суточного графика совмещенной нагрузки за счет использования аккумулирующей способности строительных конструкций отапливаемых зданий без установки специальных аккумуляторов;

б) минимальный расчетный расход сетевой воды, равный для типовых вводов расчетному расходу воды на отопление;

в) пониженная температура обратной воды благодаря использованию теплоты этой воды для частичного покрытия нагрузки горячего водоснабжения.

Задача расчета центрального регулирования заключается в определении температуры сетевой воды в подающей и обратной линиях сети при различных наружных температурах $t_1, t_2 = f(t_n)$ (рис. 4.18).

Исходными данными для расчета служат: значение $\rho_{г.т}^{ср.н}$ для типового абонента; расчетный график температур для отопления $\tau_{o1}, \tau_{o2} = f(t_n)$, построенный по формулам качественного регулирования (4.38), (4.39); типовой суточный график горячего водоснабжения.

Поскольку суточный график горячего водоснабжения весьма неравномерен, то

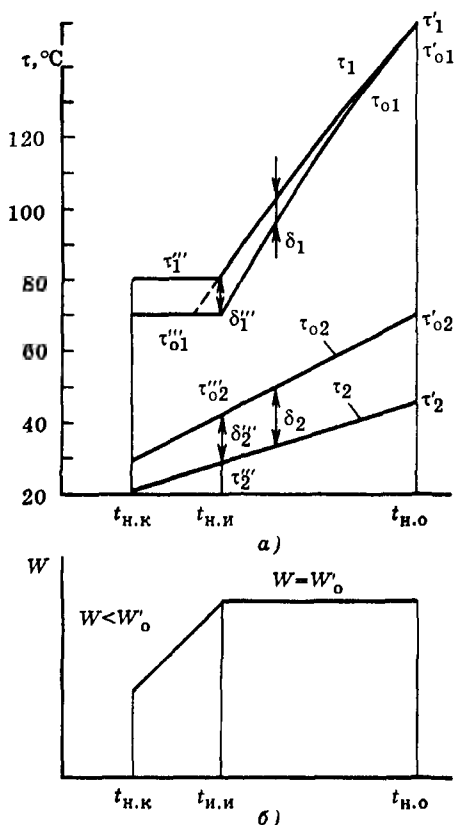


Рис. 4.18. Графики температур (а) и расхода сетевой воды (б) при центральном качественном регулировании совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения (закрытая система)

основной расчет проводится по балансовой нагрузке горячего водоснабжения Q_{Γ}^{δ} , несколько превышающей средненедельную $Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}}$. Это объясняется тем, что при нагрузке горячего водоснабжения Q_{Γ} более высокой, чем $Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}}$, по которой выбирается площадь поверхности нагрева подогревателя нижней ступени, разность нагрузок $Q_{\Gamma} - Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}}$ покрывается в основном подогревателем верхней ступени за счет теплоты воды подающей линии тепловой сети, что приводит к снижению отпуска теплоты на отопление. Поэтому из условия обеспече-

ния суточного баланса теплоты на отопление при расчете температурного графика в качестве расчетной нагрузки горячего водоснабжения принимают не средненедельную, а так называемую балансовую нагрузку $Q_{\Gamma}^{\delta} = \kappa_{\delta} Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}}$, где κ_{δ} — поправочный коэффициент для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения.

При искусственном выравнивании суточного графика горячего водоснабжения у абонентов с помощью аккумуляторов горячей воды $\kappa_{\delta} = 1$. При отсутствии аккумуляторов можно принимать для жилых зданий ориентировочно $\kappa_{\delta} = 1,2$. Возможные неточности, связанные с ориентировочным выбором значения κ_{δ} , устраняются путем проверочного расчета температурного графика центрального регулирования по суточному тепловому балансу отопительных установок с типовым отношением нагрузок горячего водоснабжения и отопления.

Расчет температурного графика заключается в определении перепадов температур сетевой воды в подогревателе нижней ступени горячего водоснабжения δ_2 и подогревателей верхней ступени δ_1 при различных наружных температурах $t_{\text{н}}$ и балансовой нагрузке горячего водоснабжения Q_{Γ}^{δ} . Расчет значений δ_2 и δ_1 проводится следующим образом. Задаются недогревом $\Delta t_{\text{н}}'''$ в нижней ступени, т.е. разностью между температурой обратной воды после системы отопления τ_{02}''' и температурой водопроводной воды после нижней ступени подогревателя $t_{\text{н}}'''$ при нагрузке Q_{Γ}^{δ} и наружной температуре $t_{\text{н}}$:

$$\Delta t_{\text{н}}''' = \tau_{02}''' - t_{\text{н}}''' \quad (4.64)$$

Строго говоря, значение $\Delta t''''_н$ должно определяться технико-экономическим расчетом, предварительно можно принимать $\Delta t''''_н = 5-10\text{ }^\circ\text{C}$.

Вычисляют перепад температур сетевой воды в нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения при Q_Γ^6 и $t_{нн}$ по формуле

$$\delta_2'''' = \rho_\Gamma^6 \frac{t''''_н - t_x}{t_\Gamma - t_x} (\tau'_{o1} - \tau'_{o2}), \quad (4.65)$$

где $\rho_\Gamma^6 = \frac{Q_\Gamma^6}{Q'_0}$; $t''''_н$ — температура водопроводной воды после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения;

$$t''''_н = t_x + \delta_2''''.$$

Определяют значение δ_2 при Q_Γ^6 и любой наружной температуре t_n из условия

$$\frac{\delta_2}{\delta_2''''} = \frac{\nabla}{\nabla''''} = \frac{\tau_{o2} - t_x}{\tau_{o2}'''' - t_x} \text{ по формуле}$$

$$\delta_2 = \delta_2'''' (\tau_{o2} - t_x) / (\tau_{o2}'''' - t_x). \quad (4.66)$$

При нагрузке горячего водоснабжения Q_Γ^6 суммарный перепад температур $\delta = \delta_1 + \delta_2$ постоянен при всех температурах наружного воздуха и равен

$$\delta = \rho_\Gamma^6 (\tau'_{o1} - \tau'_{o2}). \quad (4.67)$$

Перепад температур сетевой воды в верхней ступени подогревателя горячего водоснабжения при любой наружной температуре может быть найден по формуле

$$\delta_1 = \delta - \delta_2. \quad (4.68)$$

Если расчетный недогрев воды в нижней ступени при наружной температуре $t_{но}$

$$\Delta t''''_н = \frac{\tau'_{o2} - t_\Gamma}{\tau'_{o2} - t_x} (\tau_{o2}'''' - t_x), \quad (4.69)$$

то при расчетной наружной температуре $t_{но}$ «балансовая» нагрузка горячего водоснаб-

жения Q_Γ^6 целиком покрывается за счет теплоты обратной воды после отопления и перепад $\delta_1 = 0$. По найденным значениям δ_2 и δ_1 и известным значениям температур воды в сети при чисто отопительной нагрузке τ_{o1} и τ_{o2} и любой наружной температуре в подающей и обратной линиях тепловой сети при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения легко определять τ_1 и τ_2 :

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= \tau_{o1} + \delta_1; \\ \tau_2 &= \tau_{o2} - \delta_2. \end{aligned} \right\} \quad (4.70)$$

При центральном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения температура сетевой воды в подающей линии тепловой сети при повышенных наружных температурах выше, чем по отопительному графику $\tau_1 > \tau_{o1}$.

Это обстоятельство дает возможность сдвинуть наружную температуру излома графика $t_{нн}$ в сторону более высоких t_n и благодаря этому уменьшить диапазона излома графика в ряде случаев до нуля.

Такое решение существенно улучшает работу теплофикационной системы, но требует увеличения поверхностей нагрева подогревателей горячего водоснабжения (см. пунктир на рис. 4.18).

По приведенным выше формулам находят значения δ_1 и δ_2 для диапазона центрального качественного регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, т.е. для диапазона наружных температур от $t_{но}$ до $t_{нк}$.

На всем этом диапазоне расход сетевой воды у абонентов с типичным отношением нагрузок $\rho_{\Gamma\tau}^{cp,н} = (Q_\Gamma^{cp,н} / Q'_0)_\tau$ практически постоянный $W = W'$.

В диапазоне излома температурного графика, т.е. в диапазоне наружных температур от $t_{нн}$ до $t_{нк}$, регулятор отопления, установленный на ГТП или МТП, снижает

расход сетевой воды по мере повышения наружной температуры, так как температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1 = \tau_1'''$ превышает температуру, требующуюся для качественного регулирования тепловой нагрузки.

Для поддержания в этом диапазоне постоянного расхода воды непосредственно в отопительной установке должен включаться в работу смесительный насос на МТП или ГТП (например, насос 2 на рис. 4.11). В этом случае в отопительной установке поддерживается постоянный расход воды W_0 на всем диапазоне излома температурного графика, хотя подача воды из тепловой сети W снижается с повышением наружной температуры t_n . Таким образом осуществляется количественное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения при качественном регулировании отопительной нагрузки.

Расчет параметров теплоносителя при любой наружной температуре и балансовой нагрузке горячего водоснабжения на диапазоне излома температурного графика проводится в такой последовательности:

- 1) предварительно задают эквивалент расхода сетевой воды $W < W'$;
- 2) определяют по (4.18) коэффициент эффективности подогревателя горячего водоснабжения нижней ступени ϵ_n ;
- 3) находят по (4.39) температуру обратной воды после системы отопления τ_{o2} ;
- 4) определяют по (4.6) тепловую нагрузку Q_r^n подогревателя нижней ступени;
- 5) вычисляют тепловую нагрузку подогревателя верхней ступени

$$Q_r^B = Q_r^B - Q_r^n;$$

- 6) рассчитывают эквивалентный расход сетевой воды по формуле

$$W = \frac{Q_0 + Q_r^B}{\tau_1''' - \tau_{o2}}.$$

Если найденное значение W не совпадает с предварительно принятым, то задаются новым

значением W и повторяют расчет. Расчет считается законченным, когда расхождение между полученным и предварительно принятым значениями W не превышает 3 %.

Температура обратной сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения нижней ступени определяется по формуле

$$\tau_2 = \tau_{o2} - Q_r^n / W.$$

Пример 4.4. Расчетная отопительная нагрузка $Q_0' = 1000$ кДж/с; среднелегкая нагрузка

горячего водоснабжения $Q_r^{cp,n} = 250$ кДж/с;

$\kappa_6 = 1,2$; $\rho_r^6 = 0,3$; $\tau_{o1}' = 150$ °C; $\tau_{o2}' = 70$ °C; $t_{n,o} = -25$ °C; $t_{в,р} = 18$ °C; $t_{н,н} = -3$ °C; $t_r = 60$ °C; $t_x = 5$ °C; $\tau_{o1}'' = 70$ °C; $\tau_{o2}'' = 41$ °C. При $t_{н,к} = 10$ °C, $\tau_{o2} = 30$ °C $Q_0 = 185$ кДж/с.

Определить температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети τ_1 и τ_2 и эквивалент расхода сетевой воды W при $t_{н,o}$, $t_{н,н}$ и $t_{н,к}$.

Решение. Задаемся $\Delta t_n''' = 6$ °C. По (4.64) находим $t_n''' = 41 - 6 = 35$ °C.

По (4.65) определяем

$$\delta_2'' = 0,3 \frac{35 - 5}{60 - 5} (150 - 70) = 13 \text{ °C}.$$

По (4.66)

$$\delta_2' = 13 \frac{70 - 5}{41 - 5} = 23,4 \text{ °C};$$

$$\tau_2''' = 41 - 13 = 28 \text{ °C}; \tau_2' = 70 - 23,4 = 46,6 \text{ °C}.$$

По (4.67) находим

$$\delta = 0,3(150 - 70) = 24 \text{ °C};$$

$$\delta_1''' = 24 - 13 = 11 \text{ °C}; \delta_1' = 24 - 23,4 = 0,6 \text{ °C}.$$

По (4.70)

$$\tau_1''' = 70 + 11 = 81 \text{ °C}; \tau_1' = 150 + 0,6 = 150,6 \text{ °C}.$$

Эквивалент расхода сетевой воды в диапазоне наружных температур $t_{н,o} - t_{н,н}$ постоянный и равен расчетному эквиваленту расхода сетевой воды на отопление

$$W = \frac{Q_0'}{\tau_{o1}' - \tau_{o2}'} = \frac{1000}{150 - 70} = 12,5 \text{ кДж/(с} \cdot \text{K)}.$$

Переходим к расчету режима работы установки при наружной температуре $t_{н,к} = 10$ °C.

Определяем параметр подогревателя нижней ступени по данным для режима его работы при $t_{н\kappa}$:

$$\begin{aligned} \text{Тепловая нагрузка } Q_{\Gamma}^H &= Q_{\Gamma}^{\delta} \frac{t_{\Gamma}''' - t_x}{t_{\Gamma} - t_x} = \\ &= 300 \frac{35 - 5}{60 - 5} = 165 \text{ кДж/с.} \end{aligned}$$

Средняя разность температур в подогревателе при этом режиме $\Delta t_6''' = \tau_2'' - t_x = 28 - 5 = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
 $\Delta t_m''' = \tau_{o2}'' - t_{\Gamma}''' = 41 - 35 = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{cp} =$
 $= \frac{23 - 6}{\ln(23/6)} = 12,5.$

Эквиваленты расхода первичной (греющей) и вторичной (нагреваемой) среды в подогревателе нижней ступени $W_{\Gamma} = 12,5 \text{ кДж/(с} \cdot \text{K)}$;
 $W_{\text{в}} = 300 / (60 - 5) = 5,45 \text{ кДж/(с} \cdot \text{K)}$.

По (4.16) находим параметр подогревателя нижней ступени

$$\Phi = \frac{Q_{\Gamma}^H}{\Delta t_{cp} \sqrt{W_{\Gamma} W_{\text{в}}}} = \frac{165}{12,5 \sqrt{12,5 \cdot 5,45}} = 1,6.$$

Задаемся предварительно эквивалентом расхода сетевой воды при $t_{н\kappa}$: $W < W_o'$, $W = 7,5 < 12,5$.

По (4.18) находим

$$\epsilon_{\text{н}} = \frac{1}{0,35 \frac{5,45}{7,5} + 0,65 + \frac{1}{1,6 \sqrt{\frac{5,45}{7,5}}}} = 0,7.$$

По (4.6) вычисляем тепловую нагрузку подогревателя нижней ступени при $t_{н\kappa}$

$$Q_{\Gamma}^H = 0,7 \cdot 5,45 (30 - 5) = 95 \text{ кДж/с.}$$

Тепловая нагрузка подогревателя верхней ступени

$$Q_{\Gamma}^B = 300 - 95 = 205 \text{ кДж/с.}$$

Определяем эквивалент расхода сетевой воды

$$W = \frac{Q_o + Q_{\Gamma}^B}{\tau_1''' - \tau_{o2}} = \frac{185 + 205}{81 - 30} = 7,6 \text{ кДж/(с} \cdot \text{K)}.$$

Найденное W практически совпадает с предварительно принятым значением. Температура обратной сетевой воды при наружной температуре $t_{н\kappa} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\tau_2 = 81 - \frac{300 + 128}{7,6} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

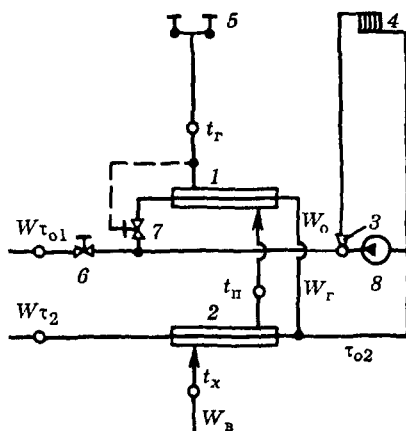


Рис. 4.19. Присоединение установки горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме с ограничителем суммарного расхода воды и отопительной установки по зависимой схеме 8 — смешанный насос; остальные обозначения те же, что и на рис. 4.17

Наряду с двухступенчатой последовательной схемой присоединения установок горячего водоснабжения в последние годы при центральном регулировании находит также применение двухступенчатая смешанная схема с так называемым ограничением суммарного расхода сетевой воды (рис. 4.19). При одинаковой структуре тепловой нагрузки района, т.е. при $\rho_{\Gamma} = \text{idem}$, температуры воды в тепловой сети и расходы сетевой воды получаются при этой схеме практически такие же, как и при двухступенчатой последовательной схеме. Поскольку при смешанной схеме расход сетевой воды на отопление практически всегда меньше расчетного, так как часть расхода отводится в подогреватель верхней ступени горячего водоснабжения, то для обеспечения нормальной работы отопительных установок необходима постоянная работа механического смешанного насоса 8.

При независимой схеме присоединения отопительных установок и двухступенчатой последовательной схеме присоединения горячего водоснабжения (рис. 4.20) расчет центрального регулирования по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения проводится следующим образом.

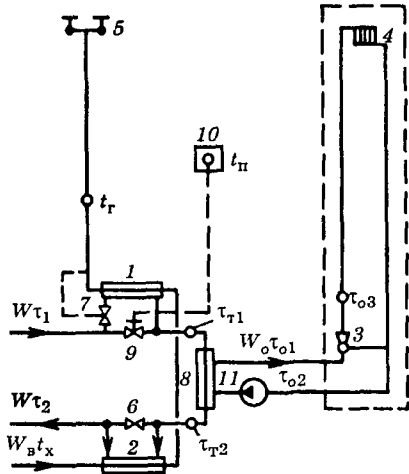


Рис. 4.20. Присоединение установки горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме и отопительной установки по независимой схеме (закрытая система)

8 — подогреватель отопления, 9 — регулятор отопления, 10 — моделирующее устройство, 11 — насос, остальные обозначения те же, что и на рис 4.17

Для ряда наружных температур, или, что то же самое, для ряда значений относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_o$, по (4.43), (4.44) определяют температуры первичной (греющей) сетевой воды перед отопительным теплообменником τ_{T1} и после него τ_{T2} . Находят значения τ_{T1}'' и τ_{T2}'' при $t_{н.и.}$, т.е. при температуре излома температурного графика. Если температурный график не имеет излома, то значения τ_{T1}''' и τ_{T2}''' относят к наружной температуре конца отопительного периода $t_{н.к.}$. Далее расчет ведется по (4.64)—(4.70) и в той же последовательности, что и при зависимой схеме присоединения отопительных установок, с той лишь разницей, что вместо значений τ_{o1} и τ_{o2} в формуле подставляются значения τ_{T1} и τ_{T2} .

Расчет суточной подачи теплоты на отопление при любой наружной температуре и любом суточном графике горячего водоснабжения выполняют по формуле

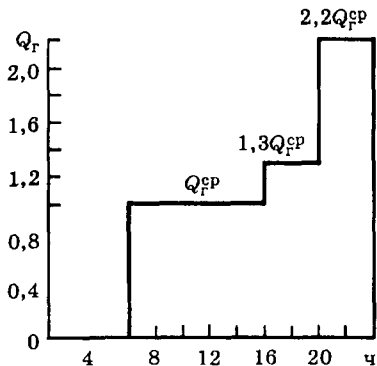


Рис. 4.21. Примерный суточный график горячего водоснабжения жилого дома

$$Q_o^{\text{сут}} = \sum_1^{24} n Q_o = n_1 Q_{o1} + n_2 Q_{o2} + \dots + n_n Q_{on}, \quad (4.71)$$

где $n_1, n_2, \dots, n_n$ — длительность в течение суток отдельных режимов горячего водоснабжения, ч/сут или с/сут; $Q_{o1}, Q_{o2}, \dots, Q_{on}$ — расход теплоты на отопление в единицу времени при данном режиме горячего водоснабжения.

Результат расчета $Q_o^{\text{сут}}$ по (4.71) зависит от нагрузки и длительности отдельных режимов горячего водоснабжения. Последовательность протекания отдельных режимов не отражается на результатах расчета, поэтому суточный график горячего водоснабжения типового здания может быть задан в виде простого ступенчатого графика.

На рис. 4.21 в качестве примера приведен расчетный суточный график горячего водоснабжения, принятый для центрального регулирования систем теплоснабжения жилых районов Москвы.

При двухступенчатой последовательной схеме горячего водоснабжения и зависимой схеме присоединения отопительной установки (см. рис. 4.17) относительный расход теплоты на отопление при любой нагрузке

горячего водоснабжения определяется по формуле

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_1 - t_n - Q_\Gamma / W_0 - \epsilon_n \frac{W_M^H}{W_0} (t_x - t_n)}{\left(t_{в.р} - t_{н.о} + \frac{0,5 + u}{1 + u} \frac{\delta \tau'_0}{\bar{W}_0} + \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0} \right) \times \rightarrow \frac{1}{\left(1 - \epsilon_n \frac{W_M^H}{W_0} \right) + \epsilon_n \frac{W_M^H}{W_0} \frac{\delta \tau'_0}{\bar{W}_0}}, \quad (4.72)$$

где $\bar{Q}_0 = Q_0 / Q'_0$; $\bar{W}_0 = W_0 / W'_0$; Q_Γ — нагрузка горячего водоснабжения; W_M^H — меньшее значение эквивалента расхода воды, проходящей через нижнюю ступень подогревателя горячего водоснабжения; ϵ_n — коэффициент эффективности нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения, см. формулу (4.18); τ_1 — температура воды в подающей линии тепловой сети; t_n — температура наружного воздуха; t_x — температуры холодной водопроводной воды; остальные обозначения — см. (4.31).

В частном случае, при отсутствии нагрузки горячего водоснабжения, т.е. при $Q_\Gamma = 0$ и $W_M^H = 0$, уравнение (4.72) полностью совпадает с (4.31), поскольку в этом случае $\tau_1 = \tau_{01}$.

При двухступенчатой последовательной схеме присоединения системы горячего водоснабжения и независимой схеме присоединения отопительной установки (см. рис. 4.20) относительный расход теплоты на отопление при любой нагрузке горячего водоснабжения определяют по формуле

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_1 - t_n - \frac{Q_\Gamma}{W} - \epsilon_n \frac{W_M^H}{W} (t_x - t_n)}{\left(t_{в.р} - t_{н.о} + \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0} - \frac{0,5}{1 + u} \frac{\delta \tau'_0}{\bar{W}_0} + \frac{W'_0}{W_M^T} \frac{\delta \tau'_0}{\epsilon_\tau} \right) \times \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{1}{\left(1 - \epsilon_n \frac{W_M^H}{W} \right) + \epsilon_n \frac{W_M^H}{W} \frac{W'_0}{W} \delta \tau'_0}, \quad (4.73)$$

где W — эквивалент расхода сетевой воды, проходящей через отопительный теплообменник; W_M^T — меньшее значение эквивалента расхода воды, проходящей через отопительный теплообменник; ϵ_τ — коэффициент эффективности отопительного теплообменника. Остальные обозначения — см. (4.72) и (4.43).

В частном случае, при отсутствии нагрузки горячего водоснабжения $Q_\Gamma = 0$ и $W_M^H = 0$, уравнение (4.73) полностью совпадает с (4.32), поскольку в этом случае $\tau_1 = \tau_{01}$.

В формулах (4.72) и (4.73) в Q_Γ входит как теплота, отданная непосредственно на нагрев воды для горячего водоснабжения, так и теплотери разводящих в циркуляционных трубопроводах горячего водоснабжения.

По значениям $\bar{Q}_0$, найденным по (4.72) и (4.73), легко расшифровать параметры теплоносителя в любой точке схемы присоединения групповой или местной тепловой подстанции к тепловой сети.

Температура воды на входе в отопительную установку τ_{01} определяется по (4.31); температура воды на выходе из отопительной установки τ_{02} — по (4.34); внутренняя температура отапливаемых помещений t_b — по (4.37). Температура сетевой (первичной) воды перед отопительным теплообменником (см. рис. 4.20)

$$\tau_{T1} = \tau_{02} + Q_0 / (\epsilon_\tau W_M^T). \quad (4.74)$$

Температура сетевой (первичной) воды после отопительного теплообменника (см. рис. 4.20)

$$\tau_{T2} = \tau_{T1} - Q_0 / W. \quad (4.75)$$

Таблица 4.3. Температура воды в тепловой сети при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети

$\bar{Q}_0^p$	$\rho_r^{cp\ H} = 0$		$\rho_r^{cp\ H} = 0,15$		$\rho_r^{cp\ H} = 0,3$		$\rho_r^{cp\ H} = 0,45$	
	$\tau_1 = \tau_{o1}$	$\tau_2 = \tau_{o2}$	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2
1,0	150	70	151,2	56,8	151,8	43,0	153,2	30
0,8	126	62	128,8	50,4	131,2	38,4	134,2	27,0
0,6	101,5	53,5	106	43,6	110,3	33,5	114,9	23,7
0,4	76	44	82,4	36,0	88,6	27,8	95,3	20,1
0,354	70	41,7	76,9	34,2	83,6	25,5	90,7	19,2

Температура водопроводной воды после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$t_n = t_x + Q_r^H / W_b, \quad (4.76)$$

где W_b — эквивалент расхода водопроводной воды.

Температура сетевой воды после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$\tau_2 = \tau_{i2} - Q_r^H / W_i. \quad (4.77)$$

Тепловая производительность нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$Q_r^H = \epsilon_n W_m^H (\tau_{i2} - t_x). \quad (4.78)$$

Тепловая производительность верхней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$Q_r^B = W_i (\tau_1 - \tau_{i1}). \quad (4.79)$$

При зависимой схеме присоединения отопительных установок (см. рис. 4.17) $\tau_{i1} = \tau_{o1}$, $\tau_{i2} = \tau_{o2}$, $W_i = W_o$.

При независимой схеме присоединения отопительных установок (см. рис. 4.20) $\tau_{i1} = \tau_{T1}$, $\tau_{i2} = \tau_{T2}$, $W_i = W$.

В (4.72)—(4.79) все значения W и $q_o V$ должны быть выражены в одних и тех же единицах. Если расчеты проведены пра-

вильно, то при любом режиме работы должны соблюдаться условия

$$\left. \begin{aligned} Q_r &= Q_r^H + Q_r^B; \\ W_i (\tau_1 - \tau_2) &= Q_o + Q_r. \end{aligned} \right\} \quad (4.80)$$

При проверке графика центрального регулирования по суточному балансу расхода теплоты на отопление значения ϵ_o , ϵ_r , ϵ_n , W , W_o должны приниматься для типового абонента с отношением нагрузок $\rho_{г.т}^{cp\ H} = (Q_r^{cp\ H} / Q_o')_T$.

Проверка суточного баланса расхода теплоты на отопление здания проводится по формуле

$$\sum_{n=1}^{n=24} n Q_o = q_o V \sum_{n=1}^{n=24} (t_{в\ p} - t_n), \quad (4.81)$$

где n — длительность работы отопления с тепловой нагрузкой Q_o .

В табл. 4.3 приведены значения τ_1 , $\tau_2 = f(\bar{Q}_0^p, \rho_r^{cp\ H})$ при рассматриваемом методе регулирования и зависимой схеме присоединения (см. рис. 4.17). При расчете таблицы принято $\tau'_{o1} = 150$ °C; $\tau'_{o2} = 70$ °C; $\Delta t'_H = 8$ °C; $\kappa_6 = 1,2$; $t_r = 60$ °C; $t_x = 5$ °C. (В составлении таблицы участвовали М.С. Закатова и И.В. Дмитриев.)

Таблица 4.4. Температура воды в тепловой сети при центральном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и независимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети

$\bar{Q}_0^p$	$\rho_r^{cp.n} = 0$		$\rho_r^{cp.n} = 0,15$		$\rho_r^{cp.n} = 0,3$		$\rho_r^{cp.n} = 0,45$	
	$\tau_1 = \tau_{\tau 1}$	$\tau_2 = \tau_{\tau 2}$	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2	τ_1	τ_2
1,0	150	75	150	61,5	150	45	150	34
0,8	126,7	66,7	128,3	54,7	129,5	42,5	130,9	30,4
0,6	102,1	57,1	105,4	46,9	108,7	36,7	112	26,5
0,4	76,4	46,4	81,8	38,3	87,2	30,2	92,6	22,1
0,35	70	43,8	75,9	36,2	81,8	28,6	87,3	21,0
1,0	180	75	180,3	56,4	180,6	37,8	180,9	19,2
0,8	148,3	64,3	151,5	48,6	154,7	32,9	157,9	17,2
0,6	118,3	55,3	124,9	42,0	120,5	28,7	135,1	15,4
0,4	87,2	45,2	95,5	34,6	103,8	24	112,1	13,4
0,295	70	39	79,9	30	89,8	21	99,7	12

В табл. 4.4 приведены значения τ_1 , $\tau_2 = f(\bar{Q}_0^p, \rho_r^{cp.n})$ при рассматриваемом методе регулирования и независимой схеме присоединения (см. рис. 4.20). При расчете значений таблицы принято $\tau'_{01} = 130$ °C; $\tau'_{02} = 70$ °C; $\tau'_{12} = 75$ °C; $\Delta t'''_H = 8$ °C; $\kappa_6 = 1,2$; $t_r = 60$ °C; $t_x = 5$ °C.

Для поддержания расчетной внутренней температуры $t_{в.p}$ в отапливаемых зданиях при двухступенчатой последовательной схеме присоединения установок горячего водоснабжения (см. рис. 4.17 и 4.20) необходимо проводить дополнительное местное регулирование расхода воды W_0 у абонентов, у которых показатель структуры тепловой нагрузки $\rho_r^{cp.n} = (Q_r^{cp.n} / Q'_0)$ отличается от $\rho_{г.т}$, принятой для расчета центрального регулирования. Дополнительное местное регулирование производится регулятором отопления по импульсу внутренней температуры $t_{в}$ отапливаемых помещений или моделирующего устройства или же по заданной программе изменения расхода W_0 , рассчитанной на основе (4.72) и (4.73), в за-

висимости от наружной температуры $t_{н.}$. Характер необходимого изменения расхода сетевой воды показан на рис. 4.22. При понижении наружной температуры от $t_{н.и}$ до $t_{н.о}$ расход сетевой воды W или W_0 должен снижаться у абонентов с $\rho > \rho_r$ и должен повышаться у абонентов с $\rho < \rho_r$. Только у абонентов с $\rho = \rho_r$ расход сетевой воды W или W_0 в этом диапазоне остается постоянным.

Пример 4.5. Расчетный расход теплоты на отопление типового здания $Q'_0 = 1$ МДж/с = = 0,86 Гкал/ч при $t_{н.о} = -20$ °C. Среднедель-

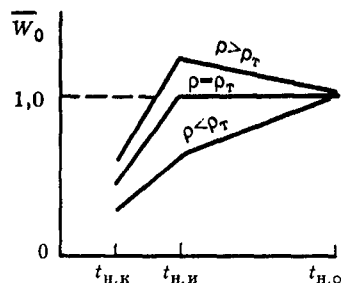


Рис. 4.22. График изменения расхода сетевой воды у абонентов с разной структурой тепловой нагрузки

ная нагрузка горячего водоснабжения $Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}} = 0,25 \text{ МДж/с} = 0,215 \text{ Гкал/ч}$; $\kappa_6 = 1,2$. Расчетные параметры тепловой сети и отопительной установки: $\tau'_{01} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\tau'_{02} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\tau'_3 = 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t'_{в,р} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t'_{0} = 64,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $u = 2,2$; $\delta t'_{0} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $W_0 = 10^6 / (150 - 70) = 12\,500 \text{ Дж/(с} \cdot \text{K)}$.

Отопительная установка присоединена к тепловой сети по зависимой схеме, установка горячего водоснабжения — по двухступенчатой последовательной схеме (см. рис. 4.17).

Основные данные для расчета нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения: $t_r = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_x = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\tau''_{02} = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t''_{п} = 36 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $W_{в,6} = 250\,000 \cdot 1,2 / (60 - 5) = 5450 \text{ Дж/(с} \cdot \text{K)}$; $Q''_{г.н} = 5450(36 - 5) = 169 \text{ тыс. Дж/(с} \cdot \text{K)}$.

Определить при $Q_{\Gamma} = 0,5 \text{ МДж/с}$, $\tau_1 = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{п} = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ следующие параметры: а) тепловую нагрузку отопительной установки; б) тепловые нагрузки подогревателей нижней и верхней ступеней; в) температуру воды в характерных точках установки.

Решение. По (4.21) и (4.16) вычисляем параметр подогревателя горячего водоснабжения нижней ступени

$$kF = \frac{\ln \frac{37 - 16\,900/12\,500}{37 - 16\,900/5\,450}}{1/5\,450 - 1/12\,500} = 13\,400 \text{ Дж/(с} \cdot \text{K)}$$

$$\Phi = \frac{13\,400}{\sqrt{12\,500 \cdot 5\,450}} = 1,7.$$

По (4.18) определяем коэффициент эффективности подогревателя нижней ступени при $Q_{\Gamma} = 0,5 \text{ МДж/с}$.

При рассматриваемом режиме

$$W_{в} = 500\,000 / (60 - 5) = 9100 \text{ Дж/(с} \cdot \text{K)} = W_{м};$$

$$W_0 = 12\,500 \text{ Дж/(с} \cdot \text{K)} = W_6;$$

$$W_{м}/W_6 = 9100/12\,500 = 0,73;$$

$$\epsilon_{н} = \frac{1}{0,35 \cdot 0,73 + 0,65 + \frac{1}{1,7} \sqrt{0,73}} = 0,72 < 1.$$

Далее определяем $\bar{Q}_0$ по (4.72) (предварительно принимаем $\bar{Q}_0 = 0,3$; $\bar{Q}_0^{0,2} = 0,78$):

$$\bar{Q}_0 = \frac{85 + 5 - \frac{500\,000}{12\,500} - 0,72 \frac{9\,100}{12\,500} (5 + 5)}{\left(18 + 20 + \frac{2,7}{3,2} 80 + \frac{64,5}{0,78}\right) \times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{1}{\left(1 - 0,72 \frac{9\,100}{12\,500}\right) + 0,72 \frac{9\,100}{12\,500} 80} = 0,34.$$

Полученное значение $\bar{Q}_0 = 0,34$ близко к предварительно принятому $\bar{Q}_0 = 0,3$, поэтому значение $\bar{Q}_0$ не уточняем и принимаем $Q_0 = 340 \text{ кДж/с}$.

По (4.33) находим $\tau_{01} = 59 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тепловая нагрузка верхней ступени подогревателя горячего водоснабжения $Q_{\Gamma}^в$, рассчитанная по (4.79), равна 325 кДж/с .

Температура сетевой воды после отопительной установки определяется по (4.34): $\tau_{02} = 31,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тепловая нагрузка нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$Q_{\Gamma}^н = Q_{\Gamma} - Q_{\Gamma}^в = 500 - 325 = 175 \text{ кДж/с}.$$

Температура сетевой воды на выходе из нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения по (4.77) $\tau_2 = 17,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура водопроводной воды на выходе из нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения по (4.76) $t_{п} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения. Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения производится обычно качественным или качественно-количественным методом при свободном располагаемом или постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ.

Качественное регулирование. В зависимости от применяемых на ГТП или МТП типов регуляторов при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке узлы присоединения абонентских

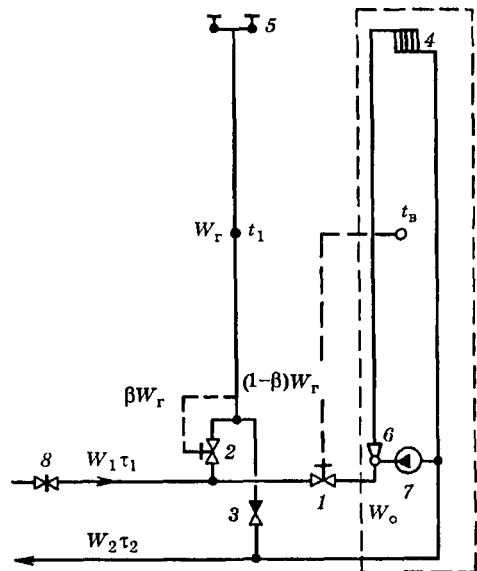


Рис. 4.23. Схема абонентского ввода открытой системы теплоснабжения при зависимом присоединении отопительной установки

1 — регулятор отопления, 2 — регулятор температуры горячей воды, 3 — обратный затвор, 4 — отопительный прибор, 5 — водоразборный кран, 6 — элеватор, 7 — насос, 8 — ограничитель расхода

установок к тепловой сети выполняются по различным схемам.

При применении регуляторов отопления для количественного регулирования отопительной нагрузки по внутренней температуре отапливаемых помещений эти регуляторы устанавливаются: при зависимой схеме присоединения — перед смесительными узлами отопительных установок (рис. 4.23); при независимой схеме присоединения — перед отопительными подогревателями (см. рис. 4.25).

При применении регуляторов расхода их устанавливают на подающей линии тепловой сети перед узлом отбора воды на горячее водоснабжение (см. рис. 3.10).

При применении регуляторов отопления, поддерживающих заданную температуру в отапливаемых помещениях, можно использовать температуру воды в подающей линии тепловой сети в качестве одного

из маневренных параметров системы теплоснабжения. Такое решение повышает маневренность способности тепловой сети и позволяет обеспечить относительно качественное теплоснабжение абонентов, имеющих различное отношение $Q_{г}^{ср.н} / Q'_0$ без установки дополнительных регуляторов.

При рассматриваемом методе регулирования строительная конструкция зданий используется в качестве аккумулятора, выравнивающего неравномерности суточного графика тепловой нагрузки. При соответствующем температурном режиме подающей линии расчетный расход воды в сети может быть равен расчетному расходу воды на отопление.

Поскольку суточный график горячего водоснабжения неравномерен, то основной расчет проводится по «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г}^б = \kappa_6 Q_{г}^{ср.н}$. При отсутствии у абонентов аккумуляторов горячей воды можно принимать для жилых зданий $\kappa_6 = 1,1$.

При применении как регуляторов отопления, так и регуляторов расхода задача расчета режима центрального регулирования заключается в определении температур воды t_1 и t_2 в подающей и обратной линиях тепловой сети при различных наружных температурах t_n и балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г}^б$.

На рис. 4.24, а показан температурный график открытой системы теплоснабжения при рассматриваемом методе качественного регулирования по совмещенной нагрузке и зависимом присоединении отопительной установки к тепловой сети (см. рис. 4.23), а на рис. 4.24, б — расход сетевой воды.

При качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения эквивалент расхода воды в подающей линии тепловой сети в диапазоне наружных температур от $t_{н.0}$ до $t_{н.и}$ поддерживается постоянным, равным рас-

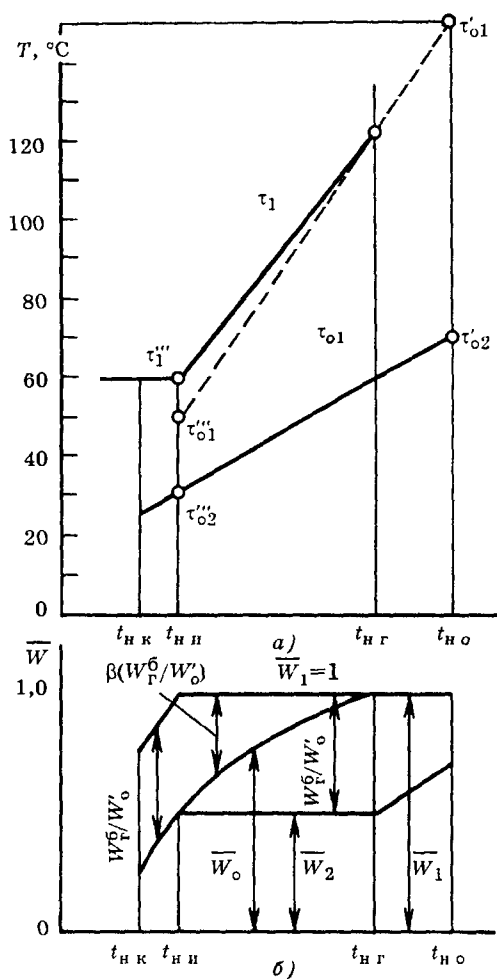


Рис. 4.24. Температурный график (а) и график расхода сетевой воды (б) при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (открытая система; зависимая схема присоединения отопительной установки)

четному эквиваленту расхода воды на отопление $W_1 = W_1' = W_0' = Q_0' / \delta \tau_0'$; $\bar{W}_1 = W_1 / W_0' = 1$.

Поэтому водоразбор из подающей линии снижает расход сетевой воды в систему отопления. Для предупреждения гидравлической и тепловой разрегулировки отопительных установок необходимо в узлах смешения устанавливать кроме струйного на-

соса (элеватора) также механический насос, как это показано на рис. 4.23.

Такое решение позволяет поддерживать постоянный расход воды в отопительной установке при переменном расходе сетевой воды, поступающей в систему отопления. В этом случае температурный режим непосредственно отопительной установки, т.е. температурный режим отопительных приборов, соответствует режиму качественно-го регулирования. Поэтому температура обратной воды после отопительной установки τ_{o2} соответствует уравнению (4.39)

Температура воды в подающей линии в диапазоне $t_{но} - t_{нп}$ определяется на основе уравнения

$$(W_0' - W_{гп}^{\delta})(\tau_1 - \tau_{o2}) = Q_0, \quad (4.82)$$

где $W_{гп}^{\delta}$ — эквивалент расхода воды из подающей линии на горячее водоснабжение при балансовой нагрузке.

$$\text{Поскольку } W_0' = Q_0' / \delta \tau_0'; \quad W_{гп}^{\delta} = \beta \frac{\rho_{г}^{\delta} Q_0'}{t_{г} - t_{х}};$$

$Q_0 = \bar{Q}_0^p Q_0'; \quad \beta = \frac{t_{г} - \tau_{o2}}{t_{г} - \tau_{o2}}$, то из совместного решения следует

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \tau_{o2} + \delta \tau_0' \left[\frac{t_{г} - \tau_{o2}}{t_{г} - t_{х}} \rho_{г}^{\delta} + \bar{Q}_0^p \right] = \\ &= \tau_{o1} + \delta \tau_0' \rho_{г}^{\delta} \frac{t_{г} - \tau_{o2}}{t_{г} - t_{х}}. \end{aligned} \quad (4.83)$$

Из (4.83) следует, что при качественном регулировании открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения температура воды в подающей линии тепловой сети выше температуры в подающей линии при качественном регулировании по отопительной нагрузке (4.38) на величину, равную

$$\delta \tau_0' \rho_{г}^{\delta} \frac{t_{г} - \tau_{o2}}{t_{г} - t_{х}}.$$

Поэтому при наружной

температуре $t_n = t_{н.г}$, когда $\tau_{02} = \tau_r$, указанная надбавка равна нулю. При наружных температурах $t_n < t_{н.г}$ график температур подающей линии при качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения совпадает с графиком качественного регулирования отопительной нагрузки $\tau_1 = \tau_{01}$ [см. (4.38)].

В диапазоне наружных температур $t_{н.о} - t_{н.г}$, когда $\tau_{02} \geq \tau_r$, весь водоразбор осуществляется из обратной линии тепловой сети, $\beta = 0$ и расход сетевой воды, поступающей в отопительную систему $W_o = W'_o$; $\bar{W}_o = 1$. В диапазоне наружных температур $t_{н.г} - t_{н.и}$ водоразбор частично удовлетворяется из подающей линии тепловой сети. Доля водоразбора из подающей линии $\beta = \frac{\tau_r - \tau_{02}}{\tau_1 - \tau_{02}}$ возрастает от $\beta = 0$ при $t_n = t_{н.г}$, когда $\tau_r = \tau_{02}$, до $\beta = 1$ при $t_n = t_{н.и}$, когда $\tau_r = \tau_1$.

Эквивалент расхода сетевой воды на отопление в этом диапазоне

$$\bar{W}_o = \frac{W_o}{W'_o} = \bar{Q}_o \frac{\delta\tau'_o}{\tau_1 - \tau_{02}}. \quad (4.84)$$

В диапазоне наружных температур $t_{н.и} - t_{н.к}$, когда $\tau_r = \tau_{01}$, $\beta = 1$ и весь расход воды на горячее водоснабжение отбирается только из подающей линии тепловой сети. В этом диапазоне эквивалент расхода воды в подающей линии тепловой сети

$$W_1 = W_o + W_r = \frac{Q_o^p}{\tau_1''' - \tau_{02}} + \frac{Q_r^b}{\tau_1''' - \tau_x} \quad (4.85a)$$

или

$$\bar{W}_1 = \frac{W_o}{W'_o} + \frac{W_r}{W'_o} = \delta\tau'_o \left[\frac{\bar{Q}_o^p}{\tau_1''' - \tau_{02}} + \frac{\rho_r^b}{\tau_1''' - \tau_x} \right]. \quad (4.85б)$$

В правой части (4.85a) первое слагаемое — эквивалент расхода сетевой воды

на отопление, второе — на горячее водоснабжение.

Расход воды в обратной линии сети равен расходу в подающей линии минус расход на горячее водоснабжение:

$$W_2 = W_1 - W_r^b.$$

В диапазоне наружных температур $t_{н.о} - t_{н.и}$

$$W_2 = W'_o - W_r^b$$

или

$$\frac{W_2}{W'_o} = \bar{W}_2 = 1 - \frac{\rho_r^b \delta\tau'_o}{\tau_r - \tau_x}. \quad (4.86)$$

При наружных температурах $t_{н.о} - t_{н.г}$ обратная вода после отопительной установки, отбираемая на горячее водоснабжение, имеет температуру $\tau_{02} > \tau_r$, причем температура τ_{02} возрастает при снижении t_n . Поэтому в этом диапазоне снижается эквивалент расхода воды на горячее водоснабжение и возрастает $\bar{W}_2$.

В диапазоне наружных температур $t_{н.и} - t_{н.к}$ эквивалент расхода воды в обратной линии равен расходу на отопление, поскольку вода на горячее водоснабжение отбирается только из подающей линии тепловой сети:

$$\bar{W}_2 = \frac{\bar{Q}_o^p}{\tau_1''' - \tau_{02}}. \quad (4.87)$$

Метод расчета центрального качественного регулирования открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения при установке в узлах смешения только струйных насосов (элеваторов) и работе отопительных установок при сниженном расходе воды приведен в [101].

На рис. 4.25 приведена схема открытой системы теплоснабжения при независимом присоединении отопительной установки

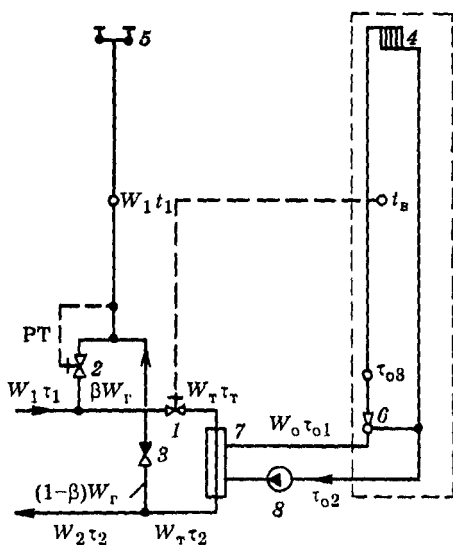


Рис. 4.25. Схема абонентского ввода открытой системы теплоснабжения при независимом присоединении отопительной установки

1 — регулятор отопления, 2 — регулятор горячего водоснабжения, 3 — обратный затвор, 4 — отопительный прибор, 5 — водоразборный кран, 6 — элеватор, 7 — подогреватель отопления, 8 — насос

и центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

При использовании этой системы эквивалент расхода воды во вторичном контуре (между отопительным подогревателем и отопительной установкой) является постоянным при всех температурах отопительного периода $W_0 = \text{const}$. Значение W_0 зависит от расчетного перепада температур $\delta t'_0$, принятого для вторичного контура. При заданной балансовой нагрузке горячего водоснабжения Q^6_r эквиваленты расхода воды в подающей и обратной линиях первичной сети W_1 и W_2 связаны уравнением

$$W_1 = W_2 + W_r^6 = \text{const},$$

причем

$$W_1 = Q'_0 / \delta t', \quad (4.88)$$

где $\delta t' = t'_1 - t'_2$;

$$W_r^6 = Q^6_r / (t_r - t_x). \quad (4.89)$$

Температура в подающей и обратной линиях первичного контура t_1 и t_2 при больших значениях относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_0$, когда $t_2 > t_r$, т.е. когда вода для горячего водоснабжения отбирается только из обратной линии тепловой сети ($\beta = 0$), определяется по (4.43), (4.44) для качественного регулирования отопительной нагрузки при независимой схеме присоединения отопительных установок.

При $t_2 < t_r$ расчет температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети первичного контура при заданной балансовой нагрузке горячего водоснабжения и различных относительных значениях отопительной нагрузки $\bar{Q}_r^p$ проводится следующим образом.

Определяют относительный расход греющей воды через отопительный подогреватель по следующему уравнению:

$$\bar{W}_T \left[\frac{W'_T}{W_r^6} + \frac{t_r - t_{02}}{\delta t'} \frac{1}{\bar{Q}_r^p} - a \frac{\delta t'_0}{\delta t'} \right] - \frac{1}{\Phi_T} \sqrt{\bar{W}_T \frac{\delta t'_0}{\delta t'}} - \left[\frac{W'_T}{W_r^6} - 1 + b \right] = 0, \quad (4.90)$$

где $\bar{W}_T = W_T / W'_T = W_T / W'_1$; t_{02} — температура обратной воды после отопительной установки при отопительной нагрузке $\bar{Q}_r^p$.

Параметр отопительного подогревателя Φ_T определяют по известным данным для его расчетного режима (Q'_0 , $W'_T = W'_1$, t'_1 , t'_2 , W_0 , t'_{01} , t'_{02}).

Для секционных водо-водяных подогревателей $a = 0,35$, $b = 0,65$.

Таблица 4.5. Температура и относительный расход воды на отопление при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и зависимой схеме присоединения отопительных установок (открытая система)

$\bar{Q}_г^p$	$\rho_г^{cp\ n} = 0$			$\rho_г^{cp\ n} = 0,15$			$\rho_г^{cp\ n} = 0,3$		
	τ_1	τ_2	$\bar{W}_o$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_o$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_o$
1	150	70	1,0	150	70	1,0	150	70	1,0
0,8	126	62	1,0	126	62	1,0	126	62	1,0
0,6	101,5	53,5	1,0	103	53,5	0,97	104,6	53,5	0,94
0,4	76	44	1,0	79,8	44	0,894	83,7	44	0,806
0,3	62,9	38,9	1,0	68	38,9	0,825	73	38,9	0,703
0,28	60,2	37,8	1,0	65,5	37,8	0,809	70,8	37,8	0,679
0,25	56,2	36,2	1,0	61,2	36,2	0,8	67,6	36,2	0,636
0,2	49,3	33,3	1,0	60	33,3	0,6	62,1	33,3	0,555

Таблица 4.6. Температура и относительный расход сетевой воды через отопительный теплообогреватель при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и независимой схеме присоединения отопительных установок (открытая система)

$\bar{Q}_г^p$	$\rho_г^{cp\ n} = 0$			$\rho_г^{cp\ n} = 0,15$			$\rho_г^{cp\ n} = 0,3$		
	τ_1	τ_2	$\bar{W}_т$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_т$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_т$
1,0	150	75	1,0	150	75	1,0	150	75	1,0
0,8	126,7	66,7	1,0	126,7	66,7	1,0	126,7	66,7	1,0
0,6	102,1	57,1	1,0	102,2	56,5	0,985	103	56,5	0,97
0,4	76,4	46,4	1,0	78,5	45,2	0,895	81,5	44,7	0,815
0,28	61	40,0	1,0	65,0	39,6	0,82	69,5	39,0	0,69
1,0	180	75	1,0	180	75	1,0	180	75	1,0
0,8	148,3	64,3	1,0	148,3	64,3	1,0	148,3	64,3	1,0
0,6	118,3	55,3	1,0	120	55,3	0,98	121	54,6	0,94
0,4	87,2	45,2	1,0	91,5	44,7	0,895	96,3	44	0,80
0,23	60	35,8	1,0	67,7	35,6	0,76	75,4	35,6	0,60

Находят температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети по (4.43) и (4.44).

В табл. 4.5 приведены значения $\tau_1, \tau_2,$

$\bar{W}_o = f(\bar{Q}_г^p, \rho_г^{cp\ n})$ при открытой системе теплоснабжения и зависимой схеме присоединения.

При проведении расчета принято: $\tau'_{o1} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}; \tau'_{o2} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}; \kappa_6 = 1,1.$

В табл. 4.6 приведены те же величины, что и выше, но при независимой схеме присоединения. При проведении расчета принято: $\tau'_{o1} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}; \tau'_{o2} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}; \kappa_6 = 1,1.$

Качественно-количественное регулирование при свободном или постоянном располвгваемом напоре на коллекторах ТЭЦ. Принципиальная схема абонентского ввода при рассматриваемом методе регулирования отпуска теплоты поквзана на рис. 4.26.

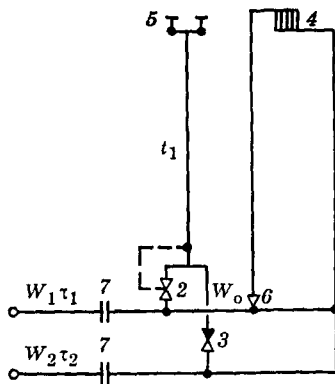


Рис. 4.26. Схема абонентского ввода в открытой системе теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

7 — постоянное гидравлическое сопротивление, остальные обозначения те же, что и на рис. 4.23

Для получения одинакового закона изменения расхода воды у всех абонентов необходимо при начальной регулировке сети, которая производится при выключенном горячем водоснабжении, установить одинаковые напоры в подающей и обратной линиях на всех абонентских вводах [23, 143]. Пьезометрический график тепловой сети при начальной регулировке показан на рис. 4.27. При этом должны быть соблюдены следующие условия на всех абонентских вводах: $H_n = \text{idem}$; $H_{об} = \text{idem}$; $H_a = \text{idem}$.

Все избытки напора при начальной регулировке должны гаситься постоянными сопротивлениями 7, установленными на вводе перед узлом водоразбора (см. рис. 4.26).

При данном методе регулирования расход воды в тепловой сети зависит от относительной нагрузки горячего водоснабжения и характера распределения этой нагрузки между подающей и обратной линиями тепловой сети.

Основной расчет центрального регулирования, т.е. расчет графика температур воды в подающей и обратной линиях тепловой сети ведется по типовому абоненту района и по средненедельной нагрузке горяче-

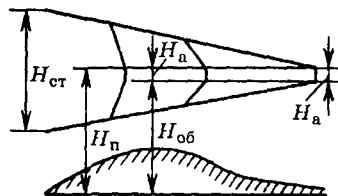


Рис. 4.27. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения при начальной регулировке

го водоснабжения. Как показывают проведенные исследования, при этом, как правило, обеспечивается суточный баланс теплоты на отопление.

Основным расчетным уравнением для рассматриваемого метода центрального регулирования является уравнение гидравлики, связывающее потери давления в системе теплоснабжения с располагаемым перепадом давлений на коллекторах станции.

Для двух режимов работы тепловой сети, из которых при одном имеется водоразбор на горячее водоснабжение, а при другом водоразбор полностью отсутствует, можно написать следующие уравнения гидравлики:

$$s_n(V_o + \beta V_r)^2 + s_3 V_o'^2 + s_o[V_o - (1 - \beta)V_r]^2 = H_{ст}; \quad (4.91a)$$

$$(s_n + s_3 + s_o)(V_o')^2 = H'_{ст}, \quad (4.91б)$$

где V_o и V_r — расходы сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение при наличии водоразбора, $\text{м}^3/\text{с}$ или $\text{м}^3/\text{ч}$; V_o' — расход сетевой воды на отопление при отсутствии водоразбора, $\text{м}^3/\text{с}$ или $\text{м}^3/\text{ч}$; $H_{ст}$, $H'_{ст}$ — располагаемый напор на коллекторах станции при двух рассматриваемых режимах работы сети, м ; s_n , s_3 , s_o — сопротивления подающей линии тепловой сети, элеваторного узла и обратной линии тепловой сети, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ или $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6$; β — доля отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии тепловой сети.

Из совместного решения (4.91а) и где
(4.91б) получаем

$$\bar{V}_0 = \bar{W}_0 = \frac{\alpha}{\sqrt{\bar{s}_n \left(1 + \beta \frac{V_r}{V_0}\right)^2 + \bar{s}_3 + \bar{s}_0 \left[1 - (1 - \beta) \frac{V_r}{V_0}\right]^2}}, \quad (4.92)$$

где $\bar{V}_0 = \bar{W}_0 = V_0 / V'_0 = W_0 / W'_0$ — отношение расхода воды или эквивалента расхода воды на отопление при любом режиме к расходу или эквиваленту расхода воды при отсутствии водоразбора; $\alpha^2 = H_{\text{ст}} / H'_{\text{ст}}$ — отношение располагаемого напора на коллекторах станции при любом режиме к располагаемому напору при отсутствии водоразбора (при поддержании на станции постоянного напора $\alpha^2 = 1$); $\bar{s}_n, \bar{s}_3, \bar{s}_0$ — относительные сопротивления подающей линии, элеваторного узла, обратной линии, $\bar{s}_n = s_n / s$; $\bar{s}_3 = s_3 / s$; $\bar{s}_0 = s_0 / s$; $s_n + s_3 + s_0 = s$.

Температура воды в подающей и обратной линиях тепловой сети определяется по (4.33) и (4.34), в которых в данном случае $\tau_{01} = \tau_1$ и $\tau_{02} = \tau_2$.

Из совместного решения (4.33), (4.34), (4.58) выводится зависимость доли водоразбора из подающей линии сети от расхода воды на отопление и отопительной нагрузки:

$$\beta = \frac{\bar{W}_0}{\delta \tau'_0} \left(\frac{t_r - t_{\text{в.р}}}{\bar{Q}_0} - \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0^{0,2}} \right) + \frac{0,5}{1 + u}, \quad (4.93)$$

а из совместного решения (4.92) и (4.93) — зависимость для расчета относительного эквивалента расхода воды на отопление

$$\bar{W}_0 = \frac{-n + \sqrt{n^2 - 4mp}}{2m}, \quad (4.94a)$$

$$\left. \begin{aligned} m &= (\bar{s}_n + \bar{s}_0)c^2 + \bar{s}_3; \\ n &= 2 \left(\frac{0,5}{1 + u} \bar{s}_n - \frac{0,5 + u}{1 + u} \bar{s}_0 \right) cd; \\ p &= \left[\left(\frac{0,5}{1 + u} \right)^2 \bar{s}_n + \left(\frac{0,5 + u}{1 + u} \right)^2 \bar{s}_0 \right] d^2 - \alpha^2; \\ c &= 1 + \rho_r \frac{t_r - t_{\text{в.р}}}{t_r - t_x} \frac{1}{\bar{Q}_0^p} - \frac{\Delta t'_0}{t_r - t_x} \frac{\rho_r}{(\bar{Q}_0^p)^{0,2}}; \\ d &= \rho_r \frac{\delta \tau'_0}{t_r - t_x}; \rho_r = \frac{Q_r}{Q'_0}. \end{aligned} \right\} \quad (4.94b)$$

Если принять $\rho_r = \rho_r^{\text{ср.н}} = Q_r^{\text{ср.н}} / Q'_0$, то по уравнениям (4.94) можно определить относительный эквивалент расхода воды на отопление при средненедельной нагрузке горячего водоснабжения при любой отопительной нагрузке $\bar{Q}_0^p$.

При $\rho_r = 0$; $d = 0$; $c = 1$; $p = -\alpha^2$; $n = 0$; $m = 1$

$$\bar{W}_0 = \frac{\sqrt{4\alpha^2}}{2} = \alpha.$$

На основе найденных значений $\bar{W}_0$ по (4.33) и (4.34) определяют температуру воды в подающей и обратной линиях тепловой сети.

Если найденное по (4.34) значение τ_2 удовлетворяет условию $\tau_2 < t_r$, то полученный результат не нуждается в уточнении. В том случае, когда найденное по (4.34) значение $\tau_2 > t_r$, следует провести корректировку t_r путем подстановки в (4.94) значения $\tau_2 > t_r$, так как физически t_r не может быть меньше τ_2 . В этом случае задача решается методом последовательных приближений: уточняют значение $\bar{W}_0$ по (4.94) и вновь находят значения τ_1 и τ_2 по (4.33) и

Таблица 4.7*. Температура и относительный расход воды в тепловой сети и отопительной системе при постоянном располагаемом напоре на коллекторах станции и центральном регулировании совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения

$\bar{Q}_0^p$	$\rho_r^{cpH} = 0$			$\rho_r^{cpH} = 0,15$					$\rho_r^{cpH} = 0,3$				
	$\tau_1 = \tau_{o1}$	$\tau_2 = \tau_{o2}$	$\bar{W}_0$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_0$	$\bar{W}_1$	$\bar{W}_2$	τ_1	τ_2	$\bar{W}_0$	$\bar{W}_1$	$\bar{W}_2$
1,0	150	70	1,0	145,5	70,7	1,07	1,07	0,89	141	70,5	1,13	1,13	0,76
0,8	126	62	1,0	121,8	62,6	1,08	1,08	0,87	119	63,6	1,15	1,15	0,74
0,6	101,5	53,5	1,0	99	53,8	1,06	1,09	0,87	97,5	54,3	1,11	1,17	0,73
0,4	76	44	1,0	76,3	44,0	0,99	1,10	0,88	76,6	43,9	0,98	1,19	0,75
0,3	62,8	38,8	1,0	64,2	38,6	0,936	1,105	0,885	66	38,5	0,87	1,21	0,77
0,25	56,2	36,2	1,0	58,2	35,8	0,89	1,11	0,89	60,5	35,5	0,80	1,23	0,79

* Таблица рассчитана И В Дмитриевым

(4.34). Расчет считается законченным, когда полученное значение τ_2 совпадает со значением t_r , принятым в (4.94) при расчете $\bar{W}_0$.

Эквивалент расхода воды в подающей линии сети при любой нагрузке горячего водоснабжения

$$W_1 = W_0 + \beta W_r \quad (4.95a)$$

или в относительных величинах

$$\bar{W}_1 = \bar{W}_0 + \beta \frac{W_r}{W'_0} = \bar{W}_0 + \beta \rho_r \frac{\delta \tau'_0}{(t_r - t_x)} \quad (4.95b)$$

Относительный эквивалент расхода воды в обратной линии тепловой сети

$$\bar{W}_2 = \bar{W}_0 - (1 - \beta) \rho_r \frac{\delta \tau'_0}{t_r - t_x} \quad (4.96)$$

Метод проверки суточного баланса расхода теплоты на отопление приведен в [101].

В табл. 4.7 и на рис. 4.28 приведены графики температур и расхода воды при открытой системе теплоснабжения и постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ. При расчете принято: $\bar{s}_{II} = \bar{s}_0 = 0,4$; $\bar{s}_3 = 0,2$; $\tau'_{o1} = 150^\circ\text{C}$; $\tau'_{o2} = 70^\circ\text{C}$; $t_r = 60^\circ\text{C}$; $t_x = 5^\circ\text{C}$; $Q_r^{cpH} = \text{const}$.

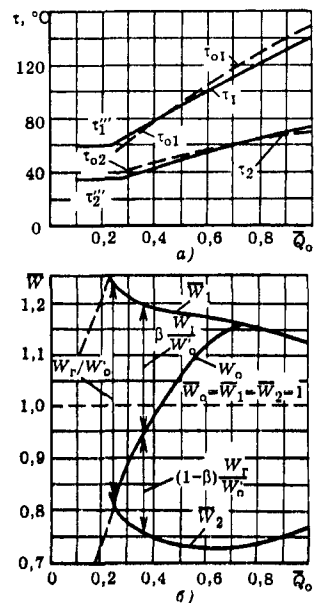


Рис. 4.28. Температурный график (а) и график (эквивалентов) расходов сетевой воды (б) открытой системы теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и постоянном располагаемом напоре на ТЭЦ

$$- - - Q_r = 0, \quad \text{---} \quad Q_r^{cpH} / Q'_0 = 0,3$$

В некоторых случаях начальная регулировка (дросселирование) абонентских вводов производится не по «горизонтальной дорожке», показан-

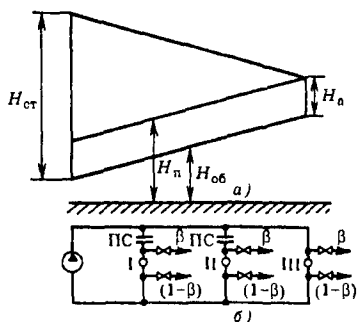


Рис. 4.29. Пьезометрический график (а) и принципиальная схема сети (б) при начальной регулировке по «наклонной дорожке»

ной на рис. 4.27, а по «наклонной», показанной на рис. 4.29, а. В этом случае все избытки напора при начальной регулировке гасятся постоянными сопротивлениями (дрессельными шайбами), устанавливаемыми только на подающих линиях вводов, перед узлами водоразбора (рис. 4.29, б). При такой начальной регулировке соблюдается только условие $H_a = idem$. Что же касается полных напоров в подающей и обратной линиях в узлах водоразбора ($H_n = H_{об}$), то они различны вдоль сети. Они имеют минимальные значения у абонентов, ближайших к станции, и максимальные у конечных абонентов. При таком методе диафрагмирования полное значение включаемого постоянного сопротивления $s_{пс}$ на абонентском вводе такое же, как и при диафрагмировании по «горизонтальной дорожке». Однако в данном случае все сопротивление включается на подающей линии ввода, в то время как при «горизонтальной дорожке» половина сопротивления включается в подающем трубопроводе и половина — в обратном.

Поскольку при водоразборе расход воды в подающем трубопроводе больше, чем в обратном, то при диафрагмировании по «наклонной дорожке» потеря давления в диафрагме больше, чем при диафрагмировании по «горизонтальной дорожке». Так как включаемое сопротивление тем больше, чем ближе абонент к станции, то при водоразборе возрастает потеря давления у ближайших к станции абонентов, что создает более благоприятные условия для конечных абонентов. При этом получается разрегулировка вдоль сети, так как относительное изменение расходов воды на отопление различно, однако у

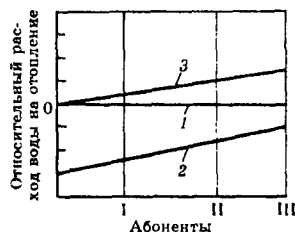


Рис. 4.30. Характер изменения вдоль сети относительного расхода воды на отопление

1 — водоразбор отсутствует, 2 — водоразбор только из подающей линии ($\beta = 1$), 3 — водоразбор только из обратной линии ($\beta = 0$)

концевых абонентов при водоразборе расход воды на отопление больше, чем у абонентов, ближайших к станции. Как видно из рис. 4.30, при водоразборе из подающей линии, так же как и при водоразборе из обратной линии, расход воды на отопление у конечных абонентов такой же как у абонентов, присоединенных к начальным участкам сети. Такой метод начальной регулировки представляет интерес для систем теплоснабжения с недостаточными располагаемыми напорами на конечных участках.

4.6. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Из всех опубликованных в литературе описаний систем централизованного однотрубного теплоснабжения наиболее перспективной для дальнего транспорта теплоты является предложенная проф. В.Б. Пакшвером система с однотрубной транзитной магистралью и двухтрубной распределительной сетью, приведенная на рис. 3.12 [76].

Ниже рассмотрена методика расчета центрального регулирования такой системы теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Такой метод регулирования является для рассматриваемой системы теплоснабжения единственно возможным.

На рис. 3.11 показана принципиальная схема однотрубной системы теплоснабжения. Эквивалент расхода воды в транзитной однотрубной магистрали дальнего действия целесообразно выбрать из условия удовле-

творения среднесуточного расхода воды на горячее водоснабжение.

Если положить в основу расчета не среднесуточный, а другой расход воды, например средний расход за сутки максимального водопотребления, то в этом случае расход и температура воды в транзитной магистрали должны изменяться не только в зависимости от температуры наружного воздуха, но и по дням недели.

Расчетный эквивалент расхода воды в транзитной магистрали определяют по формуле

$$W'_d = Q_r^{cp H} / (t_r - t_x). \quad (4.97)$$

Этот эквивалент расхода воды в транзитной магистрали поддерживается постоянным при всех режимах, когда температура воды в обратной линии городской тепловой сети $\tau_2 \leq t_r = 60^\circ\text{C}$.

Температура воды, отбираемой из городской тепловой сети для горячего водоснабжения, t_r , не может быть ниже температуры воды в обратной линии городской тепловой сети τ_2 . Поэтому в период низких наружных температур, когда $\tau_2 > 60^\circ\text{C}$, $t_r = \tau_2$, а эквивалент расхода воды W'_d в транзитной линии уменьшается по мере повышения температуры воды в обратной линии тепловой сети (рис. 4.31).

Минимальный эквивалент расхода воды в транзитной магистрали имеет место при $t_n = t_{n0}$ и равен

$$W'_d = Q_r^{cp H} / (\tau'_2 - t_x). \quad (4.98)$$

В рассматриваемой системе теплоснабжения часть тепловой мощности источников теплоты размещается обычно в пиковых котельных, расположенных непосредственно вблизи районов теплоснабжения. Это делается с целью ограничить максимальную температуру воды в транзитной магистрали пределом $\tau'_d = 180\text{--}190^\circ\text{C}$, при котором для сооружения транзитной линии

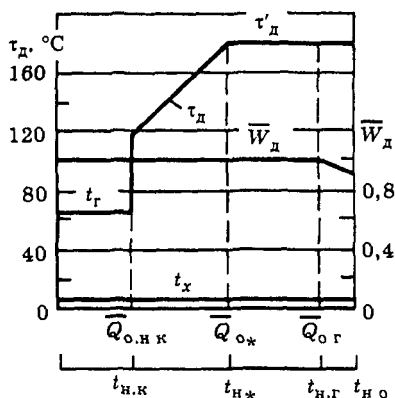


Рис. 4.31. График температур и относительного (эквивалента) расхода воды в однотрубной магистрали дальнего теплоснабжения

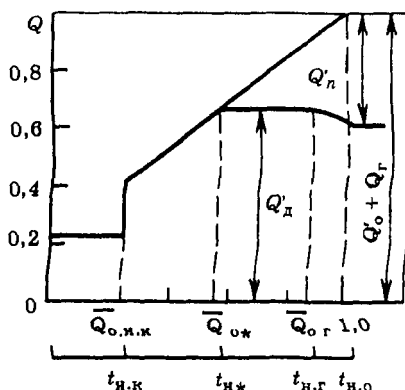


Рис. 4.32. Распределение тепловой нагрузки между дальней ТЭЦ и пиковой котельной района (ПКР)

может быть использован тот же сортамент стальных труб, что и для городских тепловых сетей. Для выполнения этого условия расчетная тепловая мощность источника дальнего теплоснабжения (загородная ТЭЦ) Q'_d должна быть ограничена определенным пределом (рис. 4.32). Доля расчетной тепловой мощности дальнего источника теплоснабжения от суммарной расчетной тепловой нагрузки района должна быть не выше следующего значения:

$$\varphi_{\text{д}} = \frac{Q'_{\text{д}}}{Q'_0 + Q_{\text{г}}} \leq \frac{W'_{\text{д}}(\tau'_{\text{д}} - t_{\text{х}})}{Q_{\text{г}}} \frac{\rho_{\text{г}}^{\text{ср н}}}{(1 + \rho_{\text{г}}^{\text{ср н}})} = \frac{(\tau'_{\text{д}} - t_{\text{х}})}{(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})} \frac{\rho_{\text{г}}^{\text{ср н}}}{1 + \rho_{\text{г}}^{\text{ср н}}}, \quad (4.99)$$

где $Q'_{\text{д}} = \varphi_{\text{д}}(Q'_0 + Q_{\text{г}})$ — тепловая мощность источника дальнего теплоснабжения; Q'_0 — расчетный расход теплоты на отопление; $\tau'_{\text{д}}$ — максимальная температура воды в дальней транзитной магистрали (обычно 180—190 °С); $\rho_{\text{г}}^{\text{ср н}} = Q_{\text{г}}^{\text{ср н}} / Q'_0$ — отношение средненедельной нагрузки горячего водоснабжения к расчетной нагрузке отопления

При тепловой нагрузке района $Q \leq Q'_{\text{д}}$ все теплоснабжение осуществляется от источника дальнего теплоснабжения. При тепловой нагрузке района $Q > Q'_{\text{д}}$ в дополнение к источнику дальнего теплоснабжения включается в работу пиковая котельная района. Значение относительного расчетного расхода теплоты на отопление, при котором включается в работу ПКР, определяют по формуле

$$\bar{Q}_{0*} = \varphi_{\text{д}} - \rho_{\text{г}}^{\text{ср н}}(1 - \varphi_{\text{д}}). \quad (4.100)$$

Температура наружного воздуха, соответствующая включению в работу ПКР,

$$t_{\text{н}*} = t_{\text{в р}} - \bar{Q}_{0*}(t_{\text{в р}} - t_{\text{н 0}}). \quad (4.101)$$

В диапазоне температур наружного воздуха от $t_{\text{н к}}$ до $t_{\text{н}*}$ температура воды в транзитной магистрали является функцией наружной температуры, ее определяют по формуле

$$\tau_{\text{д}} = t_{\text{г}} + (t_{\text{г}} - t_{\text{х}})\bar{Q}_{0*}^{\text{р}} / \rho_{\text{г}}^{\text{ср н}}. \quad (4.102)$$

Как видно из (4.102), в этом диапазоне температура воды в транзитной магистрали является линейной функцией относительной расчетной отопительной нагрузки.

При $\bar{Q}_{0*}^{\text{р}} = 0$ $\tau_{\text{д}} = t_{\text{г}}$, при $\bar{Q}_{0*}^{\text{р}} = \bar{Q}_{0*}$ $\tau_{\text{д}} = \tau'_{\text{д}}$

В диапазоне более высоких значений относительного расхода теплоты на отопление от $\bar{Q}_{0*}^{\text{р}} = \bar{Q}_{0*}$ до $\bar{Q}_{0*}^{\text{р}} = 1$ температура воды в подающей линии транзитной магистрали сохраняется постоянной и равной максимальному значению $\tau'_{\text{д}}$. Тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения при любом режиме работы определяется по формуле

$$Q_{\text{д}} = W_{\text{д}}(\tau_{\text{д}} - t_{\text{х}}). \quad (4.103)$$

В диапазоне от начала отопительного сезона до наружной температуры $t_{\text{н}*}$ тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения $Q_{\text{д}}$ изменяется по линейному закону и достигает расчетного значения $Q'_{\text{д}} = W'_{\text{д}}(\tau'_{\text{д}} - t_{\text{х}})$ при $t_{\text{н}} = t_{\text{н}*}$

При более низких наружных температурах в диапазоне $t_{\text{н}*} - t_{\text{н г}}$ тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения остается постоянной $Q_{\text{д}} = Q'_{\text{д}}$. При дальнейшем снижении наружной температуры от $t_{\text{н г}}$ до $t_{\text{н 0}}$ значение $Q_{\text{д}}$ уменьшается вследствие повышения температуры обратной воды в городской тепловой сети τ_2 выше $t_{\text{г}}$ и сокращения из-за этого эквивалента расхода воды в транзитной магистрали $W_{\text{д}}$.

При расчетной наружной температуре для отопления $t_{\text{н 0}}$ тепловая нагрузка источника дальнего теплоснабжения

$$Q_{\text{д}} = Q'_{\text{д}} \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}}{\tau'_2 - t_{\text{х}}} = Q_{\text{г}}^{\text{ср н}} \frac{\tau'_{\text{д}} - t_{\text{х}}}{\tau'_2 - t_{\text{х}}}. \quad (4.104)$$

Пиковая котельная района должна не только обеспечить подачу в район теплоснабжения соответствующей доли $(1 - \varphi_{\text{д}})$ суммарной тепловой нагрузки района, но и компенсировать недодачу теплоты от источника дальнего теплоснабжения при расчетной наружной температуре $t_{\text{н 0}}$.

Таблица 4.8. Относительные нагрузки источника дальнего теплоснабжения и ПКР, температура и относительный расход воды в однотрубной транзитной тепловой сети

$\bar{Q}_o^p$	$\rho_r^{cp.n} = 0,15$				$\rho_r^{cp.n} = 0,3$			
	$\bar{Q}_d$	$\bar{Q}_n$	τ_d	$\bar{W}'_d$	$\bar{Q}_d$	$\bar{Q}_n$	τ_d	$\bar{W}'_d$
1,0	0,35	0,65	180	0,91	0,62	0,38	180	0,91
0,8	0,38	0,445	180	1,0	0,675	0,015	180	1,0
0,6	0,38	0,275	180	1,0	0,675	0,015	180	1,0
0,4	0,38	0,10	180	1,0	0,54	0	145	1,0
0,3	0,38	0,01	180	1,0	0,46	0	125	1,0
0,25	0,35	0	165	1,0	0,42	0	115	1,0

Доля расчетной тепловой мощности ПКР от суммарной расчетной тепловой нагрузки района составляет

$$\varphi_n = \frac{Q'_n}{Q'_o + Q_r^{cp.n}} = 1 - \varphi_d \frac{t_r - t_x}{t'_2 - t_x}. \quad (4.105)$$

В однотрубной системе теплоснабжения суммарная тепловая мощность загородных и городских источников теплоты несколько превышает суммарную нагрузку района из-за уменьшения тепловой нагрузки источников дальнего теплоснабжения при расчетной наружной температуре $t_{н.о.}$. По этой же причине

$$\varphi_d + \varphi_n = 1 + \varphi_d \frac{\tau'_2 - t_r}{t'_2 - t_x}. \quad (4.106)$$

Температуры τ_1 и τ_2 и эквивалент расхода сетевой воды W_1 в двухтрубной городской сети, питаемой от однотрубной транзитной сети, определяются структурой тепловой нагрузки, выбранным режимом регулирования и практически мало зависят от режима работы однотрубной транзитной магистрали.

При любом режиме работы системы эквивалент расхода воды, подаваемой сетевым насосом через ПКР в тепловую сеть (см. рис. 3.11),

$$W_n = W_1 - W_d. \quad (4.107)$$

Температуру воды, поступающей из ПКР в тепловую сеть, определяют по формуле

$$\tau_n = \frac{\tau_1 - \tau_d W_d / W_1}{1 - W_d / W_1}. \quad (4.108)$$

Тепловая нагрузка ПКР

$$Q_n = W_n (\tau_n - \tau_2). \quad (4.109)$$

В табл. 4.8 и на рис. 4.31, 4.32 приведены температуры, относительный расход воды в транзитной тепловой сети и распределение тепловой нагрузки района между источником дальнего теплоснабжения и ПКР:

$$\bar{Q}_d = Q_d / (Q'_o + Q_r^{cp.n}); \quad \bar{Q}_n = Q_n / (Q'_o + Q_r^{cp.n});$$

$$\bar{W}'_d = W_d / W'_d.$$

При расчете принято: $\tau'_d = 180^\circ\text{C}$; $t_r = 65^\circ\text{C}$; $t_x = 5^\circ\text{C}$. Регулирование городской тепловой сети — качественно-количественное по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

При $\rho_r^{cp.n} = 0,15$ $\varphi_d = 0,38$; при $\rho_r^{cp.n} = 0,3$ $\varphi_d = 0,675$.

4.7. ВЫБОР МЕТОДА ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

Центральное регулирование отпуска теплоты должно ориентироваться на основную тепловую нагрузку района. При разнородной тепловой нагрузке наряду с цен-

тральным регулированием должно проводиться регулирование всех видов тепловой нагрузки: групповое или местное в узлах присоединения групп однотипных приборов и индивидуальное — на теплопотребляющих приборах.

Групповое или местное регулирование отопительной нагрузки может проводиться по различным импульсам: по усредненной температуре наружного воздуха за сравнительно длительный период времени (6—12 ч); по усредненной внутренней температуре представительных помещений; по внутренней температуре устройства, моделирующего тепловой режим зданий. Регулируемым параметром должен являться суммарный расход сетевой воды на здание или группу зданий или расход сетевой воды на отдельные виды тепловой нагрузки (отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и др.).

Система группового или местного автоматического регулирования не должна допускать увеличения суммарного расхода сетевой воды выше заданного расчетного значения.

При осуществлении в узлах присоединения абонентских установок количественного регулирования всех видов тепловой нагрузки наиболее целесообразным методом центрального регулирования совмещенной нагрузки является качественное регулирование. В этих условиях этот вид центрального регулирования целесообразно применять при любом отношении расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\rho_{\text{г}}^{\text{ср}}$.

При таком решении обеспечивается максимальная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления и качественное и экономичное теплоснабжение абонентов при минимальном расходе воды в сети.

Условия работы системы теплоснабжения существенно изменяются, когда мест-

ное или групповое регулирование отопительной нагрузки совсем не производится или же в узлах присоединения устанавливаются регуляторы расхода, которые по принципу работы не контролируют температурный режим отапливаемых помещений. В этом случае выбор системы центрального регулирования отпуска теплоты зависит от структуры тепловой нагрузки района и гидравлической устойчивости тепловой сети.

В закрытых системах теплоснабжения при наличии в районе кроме отопления также нагрузки горячего водоснабжения применяется, как правило, центральное качественное регулирование. Если у большинства абонентов имеются оба вида нагрузки — отопление и горячее водоснабжение, то центральное регулирование целесообразно проводить по совмещенной нагрузке, в противном случае центральное регулирование целесообразно вести по отопительной нагрузке.

В открытых системах теплоснабжения, в сетях с повышенной гидравлической устойчивостью¹ (отношение располагаемого напора у конечного абонента сети к располагаемому напору на коллекторах станции около 0,4 и более) при наличии у большинства абонентов кроме отопления нагрузки горячего водоснабжения применяется качественно-количественное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

В сетях с низкой гидравлической устойчивостью целесообразно применять качественное регулирование.

4.8. РЕЖИМ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭЦ

При удовлетворении от ТЭЦ сезонной нагрузки (отопление, вентиляция), а также сезонной нагрузки и горячего водоснабжения тепловая нагрузка теплофикационных турбин и параметры пара в отборе должны

¹ Более подробно — см § 6 4

изменяться в зависимости от температуры наружного воздуха.

При понижении температуры наружного воздуха увеличивается тепловая нагрузка района. Одновременно должна повышаться температура воды в тепловой сети, а для этого необходимо повышать давление отработавшего пара, используемого для подогрева воды. При расчетной наружной температуре тепловая нагрузка района достигает максимума. Однако длительность стояния наиболее низких температур отопительного периода обычно невелика, поэтому максимальный отпуск теплоты имеет кратковременный характер.

Если тепловая мощность отборов турбин выбирается по максимуму тепловой нагрузки, присоединенной к ТЭЦ, то годовая длительность использования максимума тепловой мощности отборов мала, так как большую часть года они недогружаются. В то же время по условиям покрытия графика электрической нагрузки энергосистемы число часов использования максимума электрической мощности теплофикационных турбин должно составлять обычно около 5—6 тыс. ч/год. Это приводит к существенному увеличению доли конденсационной выработки в годовом производстве электрической энергии на ТЭЦ. Прямым следствием такого решения является перерасход топлива в энергосистеме, поскольку расход топлива на конденсационную выработку электрической энергии на ТЭЦ больше, чем на конденсационных тепловых электростанциях с теми же начальными параметрами. Завышение электрической мощности ТЭЦ вызывает также неоправданный перерасход капиталовложений из-за более высокой удельной стоимости ТЭЦ по сравнению с современными мощными конденсационными электростанциями.

Для уменьшения конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ целесообразно максимум сезонной тепловой нагрузки покрывать отработавшим паром

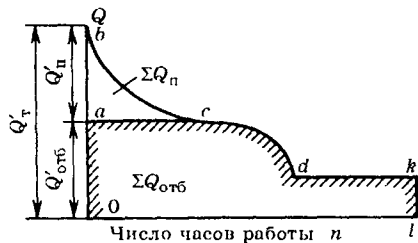


Рис. 4.33. Характер покрытия тепловой нагрузки ТЭЦ

теплофикационных турбин не полностью, а частично. Часть теплоты целесообразно отпускать непосредственно из котлов. Максимальный отпуск теплоты в системе теплоснабжения можно представить как сумму двух слагаемых

$$Q'_T = Q'_{отб} + Q'_п, \quad (4.110)$$

где Q'_T — расчетная тепловая нагрузка системы; $Q'_{отб}$ — расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин; $Q'_п$ — пиковая тепловая нагрузка, покрываемая непосредственно от котлов.

Доля расчетной тепловой нагрузки системы, удовлетворяемая из отборов турбин, называется коэффициентом теплофикации¹:

$$\alpha_T = Q'_{отб} / Q'_T. \quad (4.111)$$

На рис. 4.33 показано распределение тепловой нагрузки ТЭЦ между отбором и пиковыми котлами при $\alpha_T < 1$.

Часть тепловой нагрузки (площадка abc) покрывается непосредственно из котлов. При максимальной тепловой нагрузке от котлов покрывается значительная доля, обычно около 50 % расчетной тепловой нагрузки. Однако от годового отпуска теплоты доля теплоты из котлов весьма невелика (отношение площади abc к площади Obcdkl0 обычно составляет 15—18 %).

Для выяснения режима работы теплофикационного оборудования, определения давления пара в регулируемых отборах теп-

¹ Метод определения оптимального значения α_T — см § 12.11

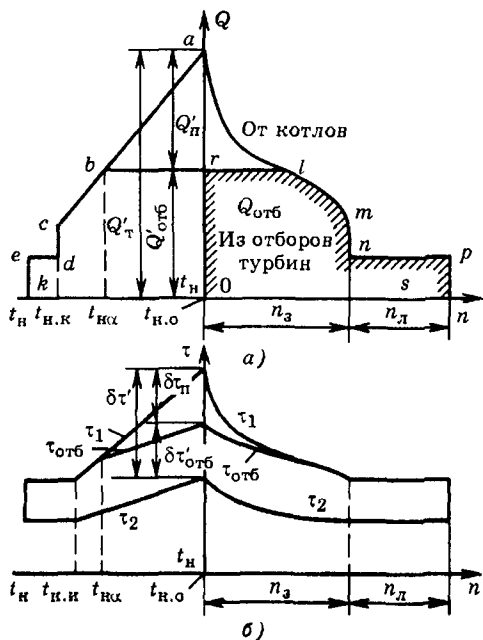


Рис. 4.34. Годовые графики продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя

лофикационных турбин, подсчета годового расхода топлива на ТЭЦ при различных методах регулирования отпуска теплоты и разных коэффициентах теплофикации удобно пользоваться годовыми графиками продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя.

На рис. 4.34 приведены для иллюстрации такие графики для ТЭЦ с расчетной тепловой нагрузкой Q'_T . Располагаемая тепловая мощность отборов теплофикационных турбин равна $Q'_{отб}$; располагаемая мощность пиковых котлов $Q'_{п}$. На рис. 4.34, а слева показана зависимость тепловой нагрузки от наружной температуры (кривая $abcdek0$). При наружной температуре $t_{н.л}$ тепловая нагрузка системы равна тепловой мощности теплофикационных турбин. При тепловой нагрузке $Q < Q'_{отб}$ все тепловое потребление удовлетворяется отработавшим паром от теплофикационных турбин. Как видно из рис. 4.34, а, такое положение имеет место при температурах на-

ружного воздуха $t_{н.к} \geq t_{н.л}$. При температурах наружного воздуха $t_{н.к} < t_{н.л}$ тепловая нагрузка системы превышает тепловую мощность теплофикационных турбин $Q_T > Q'_{отб}$, и поэтому для покрытия тепловой нагрузки кроме теплоты из отборов турбин используется также теплота непосредственно из котлов. При расчетной наружной температуре $t_{н.о}$ тепловая нагрузка системы достигает максимального значения Q'_T . При этом режиме отдача теплоты от пиковых котлов в тепловую сеть также достигает максимального значения $Q'_{п}$.

На рис. 4.34, а справа нанесен график тепловой нагрузки района по продолжительности (кривая $almnps0$). Ордината любой точки этого графика равна часовой тепловой нагрузке системы при данной температуре наружного воздуха, а абсцисса — годовой длительности стояния температур наружного воздуха, равных и ниже данной. Площадь $almnps0$, эквивалентная годовому расходу теплоты, складывается из двух площадей: $0rlmnps0$, эквивалентной годовому расходу теплоты из отборов теплофикационных турбин, и $rals$, эквивалентной годовому расходу теплоты из пиковых котлов.

Как видно из рис. 4.34, а, расчетный максимум тепловой нагрузки покрывается в данном случае поровну из отборов турбин и из котлов, так как $Q'_{отб}/Q'_T = \alpha_T = 0,5$. Однако годовой отпуск теплоты из отборов значительно больше годового отпуска теплоты непосредственно из котлов, так как длительность стояния низких наружных температур невелика.

На рис. 4.34, б показаны зависимости температуры воды в сети: слева — от наружной температуры $t_{н.к}$, справа — от длительности «стояния» $t_{н.к}$ в отопительном периоде (τ_1 — температура воды в подающей линии тепловой сети; $\tau_{отб}$ — температура сетевой воды после теплофикационных подогревателей; τ_2 — температура во-

ды в обратной линии тепловой сети; $\delta\tau$ — перепад температур сетевой воды; $\delta\tau = \tau_1 - \tau_2$; $\delta\tau_{отб}$ — перепад температур сетевой воды в теплофикационных подогревателях ТЭЦ, получаемый за счет теплоты отработавшего пара теплофикационных турбин; $\delta\tau_n$ — перепад температур сетевой воды за счет теплоты, взятой непосредственно из котлов).

При любой наружной температуре

$$\delta\tau_{отб}/\delta\tau = Q_{отб}/Q_T; \quad \delta\tau_n/\delta\tau = Q_n/Q_T.$$

С помощью графика рис. 4.34 легко определить режим давления пара в отборах теплофикационных турбин и подсчитать годовой отпуск теплоты из отборов турбин и пиковых котлов. На основе годового графика продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя легко подсчитать годовую комбинированную выработку электрической энергии. При предварительных расчетах ее значение может быть определено по среднегодовой температуре насыщения пара в условном теплофикационном отборе, эквивалентном удельной комбинированной выработке в реальном отборе.

Среднегодовая температура насыщения в условном теплофикационном отборе

$$t'_{ср} = \frac{\sum t'_{усл} Q'_{отб}}{Q_{отб}^{год}}, \quad (4.112)$$

где $t'_{усл}$ — температура насыщения пара в условном теплофикационном отборе при данном режиме работы турбины; $Q'_{отб}$ — отпуск теплоты из теплофикационных отборов при данном режиме работы турбины; $Q_{отб}^{год}$ — годовой отпуск теплоты из теплофикационных отборов.

Температура $t'_{усл}$ зависит от температур сетевой воды на входе в подогревательную установку ТЭЦ и выходе из нее (τ_2 и τ_1), ко-

эффициента теплофикации α_T , числа последовательно включенных ступеней подогрева и характера распределения между ними тепловой нагрузки.

Значение $t'_{усл}$ можно определить по предложенной автором формуле:

$$t'_{усл} = a\tau_2 + b\tau_1 + \Delta t_n, \quad (4.113)$$

где τ_1 — температура воды на выходе из подогревательной установки (обычно температура воды в подающей линии тепловой сети), °C; τ_2 — температура воды на входе в подогревательную установку, °C; Δt_n — среднее значение недогрева воды в теплофикационных подогревателях, т.е. разность между температурой насыщения греющего пара и температурой воды на выходе из подогревателя, °C; для предварительных расчетов можно принимать $\Delta t_n = 5$ °C; a и b — коэффициенты, значение которых зависит от коэффициента теплофикации, числа ступеней подогрева, т.е. числа последовательно включенных отборов турбины и характера распределения между ними тепловой нагрузки, $a + b = 1$ или

$$b = 1 - a. \quad (4.114)$$

При трехступенчатом теплофикационном подогреве

$$a = 1 - \frac{\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_3^2 + \varphi_1\varphi_2 + \varphi_1\varphi_3 + \varphi_2\varphi_3}{\alpha_T}, \quad (4.115)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ — соответствующие доли от суммарной тепловой нагрузки (включая пиковую), удовлетворяемые от последовательно включенных по сетевой воде первого, второго и третьего теплофикационных подогревателей: $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \alpha_T$.

Индекс при φ соответствует уровню давления в отборах турбин. Индекс 1 присвоен подогревателю самого низкого давления отбора.

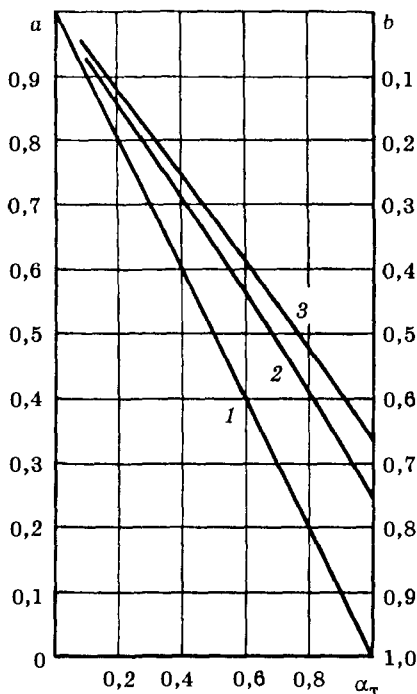


Рис. 4.35. Зависимость коэффициентов a и b в уравнении (4.113) от α_τ и числа ступеней теплофикационного подогрева при $\varphi = \text{idem}$
Число ступеней теплофикационного подогрева: 1 — одна; 2 — две; 3 — три

В частном случае при $\alpha_\tau = 0,5$ и равномерном распределении тепловой нагрузки между отборами турбин $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 0,167$; $a = 0,667$; $b = 0,333$.

На рис. 4.35 показана зависимость коэффициентов a и b в (4.113) от коэффициента теплофикации α_τ и числа ступеней теплофикационного подогрева сетевой воды при равномерном распределении тепловой нагрузки между теплофикационными подогревателями.

При двухступенчатом теплофикационном подогреве $\varphi_3 = 0$

$$a = 1 - \frac{\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_1 \varphi_2}{\alpha_\tau}. \quad (4.116)$$

При $\alpha_\tau = 0,5$ и $\varphi_1 = \varphi_2 = 0,25$ $a = 0,62$ $b = 0,375$.

При одноступенчатом подогреве $\varphi_3 = 0$ $\varphi_2 = 0$

$$a = 1 - \alpha_\tau. \quad (4.117)$$

При $\alpha_\tau = 0,5$ $a = 0,5$ и $b = 0,5$.

С увеличением числа ступеней подогрева растет коэффициент a и снижается коэффициент b , что при прочих равных условиях приводит к снижению средней температуры $t'_{\text{усл}}$ отвода теплоты из теплофикационного цикла.

При неизменном числе ступеней подогрева увеличение коэффициента теплофикации приводит к снижению коэффициента a и увеличению коэффициента b , что при прочих равных условиях приводит к повышению средней температуры отвода теплоты из цикла.

Однако отсюда не следует, что повышение коэффициента теплофикации α_τ приводит к снижению комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ.

Увеличение α_τ приводит к повышению $t'_{\text{усл}}$, что эквивалентно снижению удельной комбинированной выработки, но зато при этом возрастает абсолютное количество теплоты, отводимое из отборов турбин. Поэтому при заданной расчетной тепловой нагрузке района увеличение α_τ приводит к увеличению абсолютного значения комбинированной электрической энергии, хотя и не пропорционально количеству теплоты, отведенной из отборов турбин.

Зависимость изменения средней температуры $t'_{\text{усл}}$ от изменения температур сетевой воды на входе и выходе из подогревательной установки определяется уравнением

$$dt'_{\text{усл}} = a d\tau_2 + b d\tau_1. \quad (4.118)$$

Как видно из уравнения (4.118), изменение температур τ_2 и τ_1 на одно и то же значение вызывает разное изменение $di'_{\text{усл}}$ в зависимости от значений коэффициентов a и b .

Годовая комбинированная выработка электрической энергии рассчитывается по (1.5), а среднегодовая удельная комбинированная выработка — по (1.7) при $T_{\text{г}} = t'_{\text{ср год}}$.

4.9. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТЭЦ И ПИКОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ

В 70—80-е годы во многих городах и промышленных районах введены в работу мощные водогрейные котлы, предназначенные для покрытия пиковой части сезонной тепловой нагрузки [37].

В районах, где сооружаемые здания вступают в эксплуатацию до ввода в действие ТЭЦ, пиковые котельные являются временно основным источником теплоснабжения. После ввода ТЭЦ в работу эти котельные используются по основному назначению — для покрытия пиковых тепловых нагрузок.

Сооружение пиковых котельных требует меньших капиталовложений и может быть проведено в более короткие сроки, чем сооружение ТЭЦ той же тепловой мощности. Поэтому во многих случаях сооружение новых ТЭЦ начинают со строительства пиковых котельных. В зависимости от территориального размещения и сроков сооружения ТЭЦ и тепловых потребителей пиковые котельные устанавливаются на площадке ТЭЦ или в районах теплопотребления.

Для покрытия пиковой части тепловой нагрузки могут быть также использованы паровые котлы низкого и среднего давления. Такое решение может оказаться более предпочтительным при работе на твердом топливе в связи с усложнением в этом случае конструкции водогрейных котлов.

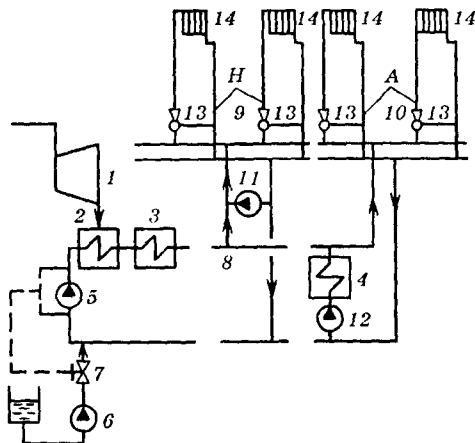


Рис. 4.36. Схема включения ТЭЦ и пиковых котельных

1 — турбина, 2 — теплофикационный подогреватель, 3 — пиковая котельная ТЭЦ, 4 — пиковая котельная района, 5 — сетевой насос, 6 — подпиточный насос, 7 — регулятор подпитки, 8 — тепловая сеть, 9 — распределительная сеть неавтономного района, 10 — распределительная сеть автономного района, 11 — подмешивающие насосы неавтономного района, 12 — подмешивающие насосы автономного района, 13 — элеваторный узел, 14 — система отопления

При использовании паровых котлов сетевая вода после теплофикационных подогревателей проходит через пиковые пароводяные подогреватели, в которых осуществляется ее дополнительный подогрев за счет теплоты пара из пиковых паровых котлов. Основные данные о водогрейных котлах и паровых котлах низкого и среднего давления серийного производства приведены в приложениях 16 и 17.

На рис. 4.36 показана принципиальная схема включения ТЭЦ и пиковых котельных. В общем случае в районе имеются два источника теплоснабжения: ТЭЦ и ПКР 4. К воде, циркулирующей в тепловой сети, теплота подводится из отборов теплофикационных турбин 1 в подогревателях 2 и в пиковой котельной (ПКТ) 3, расположенной на ТЭЦ. Сетевые подогреватели, питаемые из отборов теплофикационных турбин,

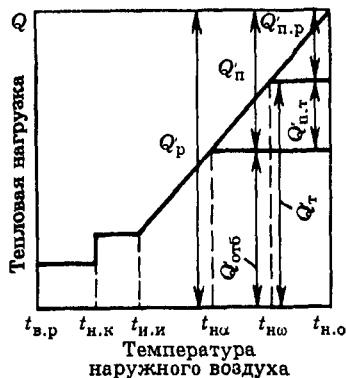


Рис. 4.37. График тепловой нагрузки

и пиковая котельная ТЭЦ включены последовательно по сетевой воде.

Тепловые потребители, расположенные между ТЭЦ и ПКР 4, снабжаются теплотой из подающей магистрали сети, температура в которой определяется режимом подогрева на ТЭЦ. Эти потребители в дальнейшем будут называться неавтономными *H*. Когда график температур воды, поступающей от ТЭЦ, не соответствует режиму теплоснабжения неавтономных абонентов, в системе распределения теплоты должна быть установлена насосная подстанция 11, при помощи которой может корректироваться температурный график этих абонентов.

Часть воды поступает к автономным абонентам *A*, тепловые сети которых могут питаться теплотой как от ТЭЦ, так и от пиковой котельной района 4. Для того чтобы в системе теплоснабжения автономных абонентов мог поддерживаться стабильный гидравлический режим, в месте присоединения магистральных тепловых сетей к пиковой котельной района должны быть установлены подмешивающие насосы 12.

На рис. 4.37 приведен график отопительно-бытовой тепловой нагрузки $Q = f(t_n)$ и показан характер его покрытия различными тепловыми источниками. Тепловая мощность отборов теплофикационных турбин на ТЭЦ равна $Q'_{отб}$. За счет теплоты из от-

боров турбин удовлетворяется базовая часть теплового графика. При температур наружного воздуха ниже $t_{на}$ в дополнении к отборам турбин в работу включаются пиковые котельные. В первую очередь начинает работать пиковая котельная ТЭЦ. При температуре наружного воздуха $t_{но}$ тепловое потребление района равно тепловой мощности ТЭЦ Q'_T , которая складывается из тепловой мощности отборов $Q'_{отб}$ и тепловой мощности пиковой котельной ТЭЦ $Q'_{п.т}$,

$$Q'_T = Q'_{отб} + Q'_{п.т}. \quad (4.119)$$

При температурах наружного воздуха ниже $t_{но}$ тепловое потребление района превышает тепловую мощность ТЭЦ и в работу включается пиковая котельная района.

При расчетной температуре наружного воздуха $t_{но}$ для удовлетворения теплового потребления района Q'_p используется суммарная тепловая мощность ТЭЦ и пиковой котельной района:

$$\begin{aligned} Q'_p &= Q'_T + Q'_{п.р} = Q'_{отб} + Q'_{п.т} + Q'_{п.р} = \\ &= Q'_{отб} + Q'_п, \end{aligned} \quad (4.120)$$

где $Q'_п$ — суммарная пиковая мощность.

При наружных температурах выше $t_{но}$ вся тепловая нагрузка района удовлетворяется целиком от ТЭЦ и теплофикационное оборудование работает по обычному режиму. При наружных температурах ниже $t_{но}$ режим работы несколько усложняется, поскольку тепловое потребление района обеспечивается одновременно от двух источников — ТЭЦ и пиковой котельной района.

Для упрощения работы системы теплоснабжения целесообразно выбрать такой метод регулирования отпуска теплоты, при котором в магистральной тепловой сети в течение всего отопительного периода поддерживается расчетный график температур, соответствующий качественному регулиро-

ванию отопления или совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. В этом случае отпадает необходимость в постоянной работе насосных смесительных подстанций *11* у неавтономных абонентов, так как удельный расход сетевой воды на единицу расчетной тепловой нагрузки в разводящих сетях неавтономных абонентов совпадает с удельным расходом воды в магистральных тепловых сетях.

При проведении такого регулирования расход сетевой воды через теплофикационную установку ТЭЦ должен постепенно уменьшаться при снижении наружной температуры от $t_{н\omega}$ до $t_{н\circ}$, так как располагаемая тепловая мощность ТЭЦ Q'_T полностью используется уже при наружной температуре $t_{н\omega}$ и поэтому не может быть увеличена, а перепад температур сетевой воды на ТЭЦ ($\tau_1 - \tau_2$) при центральном качественном регулировании должен увеличиваться при снижении наружной температуры.

Поскольку в диапазоне наружных температур $t_{н\omega} - t_{н\circ}$ тепловая мощность отборов теплофикационных турбин $Q'_{отб}$ должна оставаться постоянной, а расход сетевой воды через теплоподготовительную установку ТЭЦ уменьшается, то появляется необходимость повышения температуры подогрева воды а теплофикационных подогревателях и растет давление пара в отборах теплофикационных турбин. В результате в этом диапазоне несколько уменьшается удельная комбинированная выработка электрической энергии.

На рис. 4.38 показаны графики температур и расхода воды при рассматриваемом методе регулирования отпуска теплоты. При температурах наружного воздуха выше $t_{н\omega}$ от ТЭЦ в тепловую сеть поступает эквивалент расхода сетевой воды, равный W_T . Этот эквивалент расхода воды распределяется между неавтономными и автономными абонентами: $W_T = W_H + W_A$.

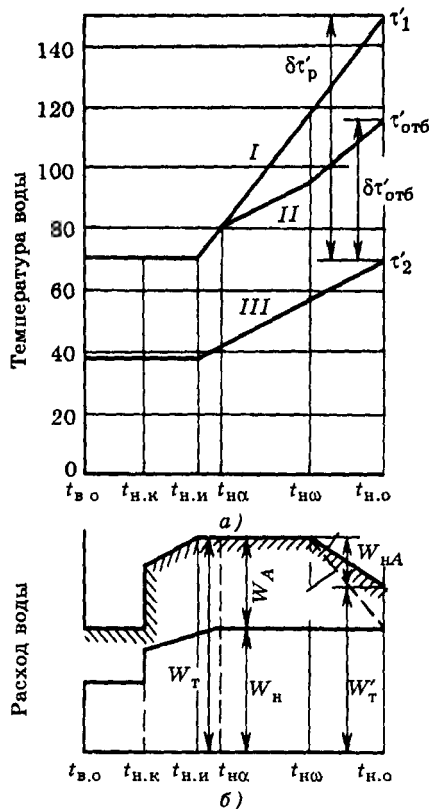


Рис. 4.38. Режим совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных

а и *б* — температурный и гидравлический режимы температуры воды *I* — в подающем трубопроводе сети, *II* — после теплофикационного подогревателя; *III* — в обратном трубопроводе

В диапазоне температур наружного воздуха $t_{н\omega} - t_{н\circ}$ расход воды, подаваемой от ТЭЦ, уменьшается. Минимальная подача воды от ТЭЦ W'_T имеет место при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н\circ}$. Этот расход воды меньше суммарного расчетного расхода воды у абонентов. Для обеспечения при этом режиме расчетного расхода воды в системе теплоснабжения автономных абонентов должна быть включена насосная подстанция *12* (см. рис. 4.36) производительностью $W_{н\Delta}$ (см. рис. 4.38).

Метод определения расчетных расходов сетевой воды у автономных и неавтономных абонентов при совместной работе ТЭЦ и пиковых котельных приведен в [101].

4.10. РАБОТА ТРАНЗИТНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ПО УСЛОВНЫМ¹ ТЕМПЕРАТУРНЫМ ГРАФИКАМ

При транспорте теплоты от дальних ТЭЦ, расположенных на большом расстоянии от районов теплоснабжения, часто экономически оправдывается существенное повышение расчетного перепада температур сетевой воды в транзитной тепловой сети.

Это позволяет значительно сократить расчетный расход сетевой воды в транзитной магистрали, что приводит к снижению диаметров транзитных магистралей, а следовательно, и к уменьшению начальных затрат на их сооружение, а также к снижению расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя по транзитной тепловой сети.

Правда, при этом снижается удельная комбинированная выработка электрической энергии на дальних ТЭЦ вследствие использования для подогрева сетевой воды пара из отборов более высокого давления, а следовательно, повышения средней температуры отвода теплоты из теплофикационного цикла.

Задача заключается в выборе оптимального перепада температур сетевой воды в транзитной магистрали, при котором суммарный эффект от снижения затрат на сооружение тепловых сетей и на транспорт теплоты с учетом потерь от снижения комбинированной выработки электрической энергии получается максимальным.

Для этой цели проводится технико-экономическое сравнение нескольких значений расчетных перепадов температур в транзитной магистрали и выбирается оптимальное решение.

На рис. 4.39 показана для иллюстрации методика построения для закрытой системы теплоснабжения графика температур подающей и обратной линий транзитной магистрали для произвольно выбранного

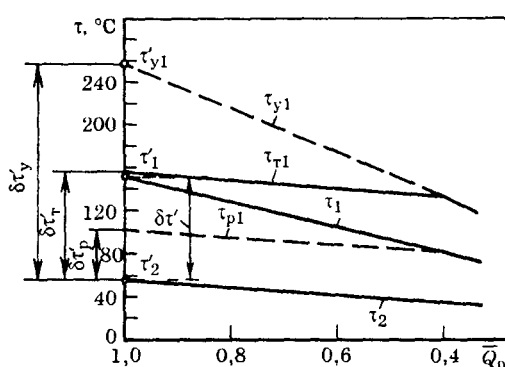


Рис. 4.39. График температур транзитной магистрали

τ_1 и τ_2 — графики температур в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети района теплоснабжения; τ'_{y1} и τ_{y1} — условный и действительный графики в подающем трубопроводе транзитной магистрали; τ_{p1} — температура сетевой воды на входе в пиковый котел

условного расчетного перепада температур $\delta\tau'_y = \tau'_{y1} - \tau'_2$, в транзитной магистрали. В данном случае $\delta\tau'_y = 257 - 57 = 200$ °C, τ'_{y1} — условный температурный график подающей линии транзитной магистрали, рассчитанный из условия размещения пиковой мощности на дальней ТЭЦ, а не в районе теплоснабжения, как это выполняется в действительности.

Исходными материалами для расчета температурного графика и расхода сетевой воды в транзитной магистрали являются:

- коэффициент теплофикации района α_T ;
- графики температур τ_1 и τ_2 тепловой сети района теплоснабжения, построенные с учетом структуры тепловой нагрузки и метода регулирования отпуска теплоты.

В данном случае графики температур τ_1 и τ_2 , приведенные на рис. 4.39, относятся к району с относительной нагрузкой горячего водоснабжения $\delta_r^{cp} = Q_1^{cp} / Q_0 = 0,15$ при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

¹ Иногда такие температурные графики называют «фиктивными». Такое название нельзя считать удачным.

При выбранном значении $\delta\tau'_y$ расчетный эквивалент расхода сетевой воды в транзитной магистрали

$$W'_T = \frac{Q'}{\delta\tau'_y}, \quad (4.121)$$

где Q' — расчетная тепловая нагрузка, в данном случае

$$Q' = Q'_0 + Q_r^{\text{ср н}} = Q'_0(1 + \rho_r^{\text{ср н}}),$$

Q'_0 — расчетная нагрузка отопления;

$Q_r^{\text{ср н}}$ — средненедельная нагрузка горячего водоснабжения, W'_T остается постоянным в течение всего отопительного сезона.

Значение температуры τ_{y1} условного температурного графика при любой наружной температуре отопительного сезона определяется по формуле

$$\tau_{y1} = \tau_2 + \frac{Q}{W'_T} \quad (4.122)$$

Поскольку пиковая котельная размещается не на дальней ТЭЦ, а в районе теплоснабжения, то действительное значение расчетного периода температур в транзитной магистрали определяется по формуле

$$\delta\tau'_T = \alpha_T \delta\tau'_y \quad (4.123)$$

В данном случае для примера, приведенного на рис 4.39, $\alpha_T = 0,5$, поэтому $\delta\tau'_T = 0,5 \cdot 200 = 100$ °С.

Действительная температура воды в подающей линии транзитной магистрали

$$\tau_{T1} = \tau_2 + \delta\tau'_T. \quad (4.124)$$

Когда $\tau_{y1} > \tau_{T1}$, тепловая нагрузка района удовлетворяется от двух источников — дальней ТЭЦ и пиковой котельной, расположенной в районе теплоснабжения.

Доля тепловой нагрузки, удовлетворяемой от пиковой котельной,

$$\bar{Q}_{пк} = \frac{Q_{пк}}{Q} = \frac{\tau_{y1} - \tau_{T1}}{\tau_{y1} - \tau_2} \quad (4.125)$$

По мере повышения наружной температуры, или, что одно и то же, по мере снижения $\bar{Q}$, понижается доля тепловой нагрузки $\bar{Q}_{пк}$, удовлетворяемой от пиковой котельной. При $\tau_{T1} = \tau_{y1}$ нагрузка пиковой котельной снижается до нуля.

При дальнейшем повышении наружной температуры источником теплоснабжения района остается только дальняя ТЭЦ, тепло от которой поступает в район теплоснабжения по дальнему теплопроводу

Расчетный перепад температур в магистральных сетях района теплоснабжения $\delta\tau' = \tau'_1 - \tau'_2$ значительно меньше условного перепада температур $\delta\tau'_y$ в транзитной сети, поэтому эквивалент расхода сетевой воды в магистральных сетях района теплоснабжения больше расчетного эквивалента расхода воды в транзитной магистрали

$$\frac{W'}{W'_T} = \frac{\delta\tau'_y}{\delta\tau'}. \quad (4.126)$$

Поскольку тепловые сети района теплоснабжения и транзитная сеть работают по различным температурным графикам и при различных расходах сетевой воды, то для возможности реализации таких режимов в пиковых котельных или независимо от них оборудуются насосно-смесительные установки, подмешивающие к воде, поступающей из транзитной магистрали с температурой τ_{T1} , соответствующее количество сетевой воды из обратной линии с температурой τ_2 для обеспечения требуемой температуры τ_1 в подающей линии района теплоснабжения.

В периоды работы пиковой котельной некоторое количество теплоты поступает еще дополнительно в подающую линию сетевой воды от пиковых котлов

Перепад температур сетевой воды района теплоснабжения, получаемый только за счет использования теплоты, поступающей

щей по транзитной сети от дальней ТЭЦ, определяется по формуле

$$\delta\tau_p = \delta\tau_{\tau} \frac{W'}{W''}. \quad (4.127)$$

Остальной догрев от τ_{p1} до τ_1 осуществляется за счет теплоты пиковой котельной.

В приведенном на рис. 4.39 условном графике расчетный перепад температур сетевой воды в транзитной магистрали $\delta\tau'_y = 200^\circ\text{C}$, что значительно больше обычно принимаемого расчетного перепада температур в транзитной магистрали $\delta\tau' = 160 - 60 = 100^\circ\text{C}$.

Расчетный расход сетевой воды в рассматриваемой транзитной магистрали, работающей по условному температурному графику, в $200/100 = 2$ раза меньше, чем в транзитной магистрали, работающей по обычному температурному графику.

Однако при работе по условному температурному графику существенно выше средняя температура отвода теплоты из теплофикационного цикла. При одной и той же температуре обратной сетевой воды τ_2 температура сетевой воды, поступающей из подогревательной установки ТЭЦ в тепловую сеть, при работе по условному графику, τ_{T1} , выше температуры τ_1 по обычному графику. Разность температур $(\tau_{T1} - \tau_1)$ возрастает со снижением относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_0$. Причем, при работе по обычному графику нагрев сетевой воды от τ_2 до τ_1 производится как за счет теплоты из отборов турбин, так и за счет теплоты пиковой котельной ($\alpha_T < 1$), в то время как при работе по условному графику весь нагрев сетевой воды на ТЭЦ от τ_2 до τ_{T1} производится полностью за счет теплоты из отборов турбин.

Сравним для примера приведенные на рис. 4.39 температурные режимы теплофи-

кационной системы при $\bar{Q}_0 = 0,6$ и двухступенчатой системы подогрева сетевой воды паром из отбора турбин.

$$\text{Обычный график } \alpha_T = \frac{0,5 + 0,15}{0,6 + 0,15} = 0,87;$$

$$\tau_1 = 106^\circ\text{C}; \tau_2 = 42^\circ\text{C}.$$

По (4.113)—(4.116) находим

$$a = 1 - \frac{3 \cdot 0,435^2}{0,87} = 0,34; b = 0,66;$$

$$t_{cp} = 0,34 \cdot 42 + 0,66 \cdot 106 + 5 = 90^\circ\text{C}.$$

$$\text{Условный график } \alpha_T = 1; \tau_{T1} = 142^\circ\text{C}; \tau_2 = 42^\circ\text{C}.$$

По (4.113)—(4.116) находим

$$a = 1 - \frac{3 \cdot 0,5^2}{1} = 0,25; b = 0,75;$$

$$t_{cp} = 0,25 \cdot 42 + 0,75 \cdot 142 + 5 = 123^\circ\text{C}.$$

Средняя температура отвода теплоты из теплофикационного цикла при работе по условному графику превышает среднюю температуру при работе по обычному графику на $\Delta t_{cp} = 123 - 90 = 33^\circ\text{C}$.

На основе уравнения (1.16) легко установить, что при средней температуре подвода теплоты в цикл $T_0 = 658\text{ K}$, что соответствует начальным параметрам пара на ТЭЦ 24 МПа, 540/540 $^\circ\text{C}$, изменение температуры отвода теплоты из теплофикационного цикла на 1°C приводит к изменению удельной комбинированной выработки электрической энергии на $1\text{ кВт} \cdot \text{ч/ГДж}$ (4,2 кВт $\cdot$ ч/Гкал).

В рассматриваемом примере при работе транзитной магистрали тепловой сети по условному температурному графику удельная комбинированная выработка на ТЭЦ ниже, чем при работе по обычному температурному графику на 33 кВт $\cdot$ ч/ГДж (140 кВт $\cdot$ ч/Гкал).

1. Укажите возможные системы регулирования тепловой нагрузки и их характеристики. Каковы особенности центрального, группового, местного и индивидуального регулирования?
2. В чем заключается особенность центрального регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения? Какие преимущества и недостатки имеет эта система регулирования?
3. Путем изменения каких параметров принципиально возможно центральное регулирование тепловой нагрузки в водяных системах теплоснабжения?
4. Напишите уравнение характеристики конвективных теплообменных аппаратов и объясните значения величин, входящих в уравнение.
5. Напишите формулу для расчета коэффициента эффективности ϵ теплообменного аппарата, базирующуюся на линейной зависимости для средней разности температур. Объясните значения величин, входящих в формулу.
6. Напишите формулу для пересчета режимного коэффициента ω основного на любой другой режим работы аппарата.
7. Напишите формулу для расчета коэффициента эффективности ϵ противоточного водоводяного подогревателя. Что такое параметр подогревателя Φ , входящий в формулу, и как определяется его значение?
8. Почему при постоянных температурах первичного и вторичного теплоносителей на входе в теплообменник и при постоянных расходах теплоносителей тепловая нагрузка секционного водо-водяного теплообменника не зависит от диаметра секции теплообменника, а зависит от суммарной длины последовательно соединенных секций?
9. Отопительная установка присоединена к водяной тепловой сети по зависимой схеме. Какова зависимость отопительной нагрузки от температуры сетевой воды на входе в элеватор и от ее расхода?
10. Отопительная установка присоединена к тепловой сети по независимой схеме. Какова зависимость отопительной нагрузки от температуры сетевой воды на входе в отопительный теплообменник и от ее расхода?
11. Почему при качественном регулировании отопительной нагрузки перепад температур сетевой воды в отопительной установке прямо пропорционален относительной отопительной нагрузке? Из какого уравнения это следует?
12. Каким уравнением описывается зависимость относительной отопительной нагрузки от относительного расхода сетевой воды при количественном регулировании?
13. В чем состоит метод расчета графика температур тепловой сети при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения?
14. Установка горячего водоснабжения включена по двухступенчатой последовательной схеме. Отопительная установка включена по зависимой схеме. В чем состоит метод определения относительной отопительной нагрузки при нерасчетных режимах? Приведите расчетное уравнение и объясните значения входящих в него величин.
15. В чем заключаются методы центрального регулирования открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения? Укажите преимущества и недостатки качественного и качественно-количественного методов.
16. В чем состоит центральное регулирование однетрубных систем теплоснабжения. Как определяются расчетный расход воды и температура сетевой воды в транзитной магистрали?
17. В чем состоит метод определения средней температуры отвода теплоты из теплофикационного цикла при многоступенчатом подогреве сетевой воды? Приведите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
18. Укажите преимущества и недостатки многоступенчатого подогрева сетевой воды на ТЭЦ по сравнению с одноступенчатым подогревом.
19. Как отражается на экономических показателях теплофикационной системы повышение расчетной температуры сетевой воды в транзитной магистрали от дальней ТЭЦ?
20. Представьте метод расчета температурного графика и расхода сетевой воды в транзитных сетях, работающих по условным температурным графикам.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

5.1. ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Гидравлический расчет — один из важнейших разделов проектирования и эксплуатации тепловой сети.

При проектировании в гидравлический расчет входят следующие задачи:

- 1) определение диаметров трубопроводов,
- 2) определение падения давления (напора);
- 3) определение давлений (напоров) в различных точках сети;

4) увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и заданной потере давления.

Результаты гидравлического расчета дают следующий исходный материал:

- 1) для определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объема работ по сооружению тепловой сети,
- 2) установления характеристик циркуляционных и подпиточных насосов, количества насосов и их размещения;
- 3) выяснения условий работы источников теплоты, тепловой сети и абонентских систем и выбора схем присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети;

4) выбора средств авторегулирования в тепловой сети на ГТП, МТП и на абонентских вводах,

5) разработки режимов эксплуатации систем теплоснабжения.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещение источников теплоты и потребителей и расчетные нагрузки.

5.2. СХЕМЫ И КОНФИГУРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Схема тепловой сети определяется размещением источников теплоты (ТЭЦ или котельных) по отношению к району теплового потребления, характером тепловой нагрузки потребителей района и видом теплоносителя

Основные принципы, которыми следует руководствоваться при выборе схемы тепловой сети, — надежность и экономичность теплоснабжения. При выборе конфигурации тепловых сетей следует, как правило, стремиться к получению наиболее простых решений и наименьшей длины теплопроводов

Пар в качестве теплоносителя используется главным образом для технологических нагрузок промышленных предприятий. Основная нагрузка паровых сетей обычно концентрируется в сравнительно небольшом количестве узлов, которыми являются цехи промышленных предприятий. Поэтому удельная протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки,

как правило, невелика. Когда по характеру технологического процесса допустимы кратковременные (до 24 ч) перерывы в подаче пара, наиболее экономичным и в то же время достаточно надежным решением служит прокладка одноструйного паропровода с конденсатопроводом.

Необходимо иметь в виду, что дублирование сетей приводит к значительному возрастанию их стоимости и расхода материалов, в первую очередь стальных трубопроводов. При укладке вместо одного трубопровода, рассчитанного на 100 %-ную нагрузку, двух параллельных, рассчитанных на 50 %-ную нагрузку, площадь поверхности трубопроводов возрастает на 56 %. Соответственно возрастают расход металла и начальная стоимость сети.

Более сложной задачей считается выбор схемы водяных тепловых сетей, поскольку их нагрузка, как правило, менее концентрирована. Водяные тепловые сети в современных городах обслуживают большое число потребителей, измеряемое нередко тысячами и даже десятками тысяч присоединенных зданий, расположенных на территориях, измеряемых часто многими десятками квадратных километров.

Водяные сети менее долговечны по сравнению с паровыми главным образом из-за большей подверженности наружной коррозии стальных трубопроводов подземных водяных сетей по сравнению с паропроводами. Кроме того, водяные тепловые сети более чувствительны к авариям из-за большей плотности теплоносителя. Аварийная уязвимость водяных тепловых сетей особенно заметно проявляется в крупных системах при зависимом присоединении отопительных установок к тепловой сети, поэтому при выборе схемы водяных тепловых сетей вопросам надежности и резервирования теплоснабжения необходимо уделить особое внимание.

Водяные тепловые сети должны четко разделяться на магистральные и распределительные. К *магистральным* обычно относятся теплопроводы, соединяющие источники теплоты с районами теплового потребления, а также между собой.

Теплоноситель поступает из магистральных сетей в распределительные сети и по распределительным сетям подается через групповые тепловые подстанции или местные тепловые подстанции к теплопотребляющим установкам абонентов. Непосредственное присоединение тепловых потребителей к магистральным сетям не следует допускать, за исключением случаев присоединения крупных промышленных предприятий.

Магистральные тепловые сети с помощью задвижек разделяются на секции длиной 1—3 км. При раскрытии (разрыве) трубопровода место отказа или аварии локализуется секционирующими задвижками. Благодаря этому уменьшаются потери сетевой воды и сокращается длительность ремонта вследствие уменьшения времени, необходимого для дренажа воды из трубопровода перед проведением ремонта и для заполнения участка трубопровода сетевой водой после ремонта.

Расстояние между секционирующими задвижками выбирается из условия, чтобы время, требуемое для проведения ремонта, было меньше времени, в течение которого внутренняя температура $t_{\text{в}}$ в отапливаемых помещениях при полном отключении отопления при расчетной наружной температуре для отопления $t_{\text{н0}}$ не опускалась ниже минимального предельного значения, которое принимают обычно 12—14 °С¹, в соответствии с договором теплоснабжения. Время, необходимое для проведения ремонта, возрастает с увеличением диаметра тру-

¹ Более подробно см. гл. II «Эксплуатация тепловых сетей»

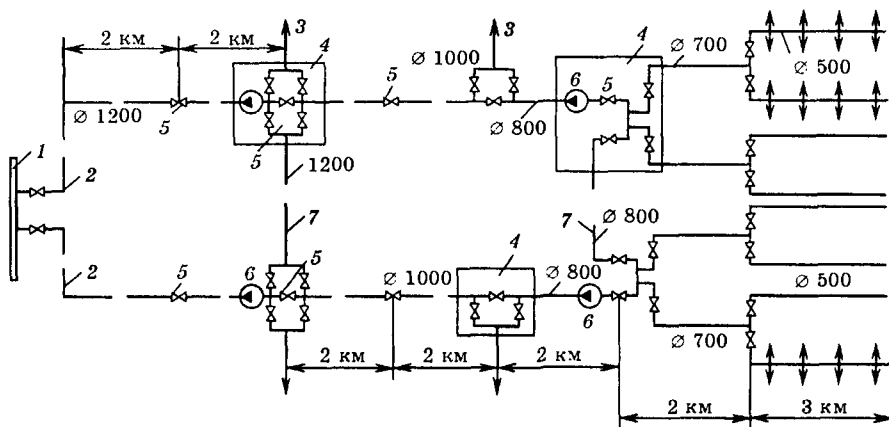


Рис. 5.1. Принципиальная однолинейная коммуникационная схема двухтрубной водяной тепловой сети с двумя магистралями

1 — коллектор ТЭЦ; 2 — магистральная сеть; 3 — распределительная сеть; 4 — секционирующая камера, 5 — секционирующая задвижка; 6 — насос; 7 — блокирующая связь

бопровода, а также расстояния между секционирующими задвижками.

С другой стороны, как будет показано далее (см. гл. 11), темп выстывания зданий возрастает при снижении наружной температуры [см. (11.2)].

Поэтому для возможности удовлетворения вышеприведенного условия о проведении ремонта теплопровода за период снижения внутренней температуры от 18 до 12—14 °С расстояние между секционирующими задвижками должно выбираться с учетом всех влияющих факторов.

Расстояние между секционирующими задвижками должно быть, как правило, меньше при больших диаметрах трубопроводов и при более низкой расчетной наружной температуре для отопления $t_{н.о.}$

Условие проведения ремонта теплопровода большого диаметра за период допустимого снижения внутренней температуры в отапливаемых зданиях трудно выполнить, так как время ремонта существенно возрастает с увеличением диаметра.

В этом случае необходимо предусматривать системное резервирование теплоснабжения при выходе из строя участка тепловой сети, если не выполняется вышеприве-

денное условие о времени ремонта. Одним из методов резервирования является блокировка смежных магистралей, рассмотренная в § 5.9.

Секционирующие задвижки удобно размещать в узлах присоединения распределительных сетей к магистральным тепловым сетям.

В этих узловых камерах кроме секционирующих задвижек размещаются также головные задвижки распределительных сетей, задвижки на блокирующих линиях между смежными магистралями или между магистралями и резервными источниками теплоснабжения, например районными котельными (камеры 4 на рис. 5.1).

В секционировании паровых магистралей нет необходимости, так как масса пара, требующаяся для заполнения длинных паропроводов, невелика. Секционные задвижки должны быть оборудованы электро- или гидроприводом и иметь телемеханическую связь с центральным диспетчерским пунктом. Распределительные сети должны иметь присоединение к магистрали с обеих сторон секционирующих задвижек с тем, чтобы можно было обеспечить бесперебойное теплоснабжение абонентов при авариях

на любом секционированном участке магистрали.

Блокировочные связи между магистралями могут выполняться однострунными. Соответствующей схемой их присоединения к магистральной сети может быть предусмотрено использование блокировочной связи как для подающего, так и для обратного трубопровода.

В зданиях особой категории, которые не допускают перерывов в теплоснабжении, должна быть предусмотрена возможность резервного теплоснабжения от газовых или электрических нагревателей или же от местных котельных на случай аварийного прекращения централизованного теплоснабжения.

По СНиП 2.04.07-86 [130] допускается уменьшение подачи теплоты в аварийных условиях до 70 % суммарного расчетного расхода (максимально-часового на отопление и вентиляцию и среднечасового на горячее водоснабжение). Для предприятий, в которых не допускаются перерывы в подаче теплоты, должны предусматриваться дублированные или кольцевые схемы тепловых сетей. Расчетные аварийные расходы теплоты должны приниматься в соответствии с режимом работы предприятий.

На рис. 5.1 приведена принципиальная однолинейная схема двухтрубной водяной тепловой сети¹ от ТЭЦ электрической мощностью 500 МВт и тепловой мощностью 2000 МДж/с (1700 Гкал/ч).

Радиус действия тепловой сети 15 км. До конечного района теплопотребления сетевая вода передается по двум двухтрубным транзитным магистралям длиной 10 км. Диаметр магистралей на выходе с ТЭЦ 1200 мм. По мере распределения воды в попутные ответвления диаметры магистральных линий уменьшаются. В конечный район теплового потребления сетевая вода вводится по четырем магистралям диамет-

ром 700 мм, а затем распределяется по восьми магистралям диаметром 500 мм. Блокировочные связи между магистралями, а также резервирующие насосные подстанции установлены только на линиях диаметром 800 мм и более.

Такое решение допустимо в том случае, когда при принятом расстоянии между секционирующими задвижками (на схеме — 2 км) время, необходимое для ремонта трубопровода диаметром 700 мм, меньше времени, в течение которого внутренняя температура отапливаемых зданий при отключении отопления при наружной температуре $t_{\text{но}}$ снизится от 18 до 12 °С (не ниже).

Блокировочные связи и секционирующие задвижки распределены таким образом, что при аварии на любом участке магистрали диаметром 800 мм и более обеспечивается теплоснабжение всех абонентов, присоединенных к тепловой сети. Теплоснабжение абонентов нарушается только при авариях на линиях диаметром 700 мм и менее.

В этом случае прекращается теплоснабжение абонентов, расположенных за местом аварии (по ходу теплоты).

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ посредством соединения их магистралей блокировочными связями. В этом случае может быть создана объединенная кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками пи-

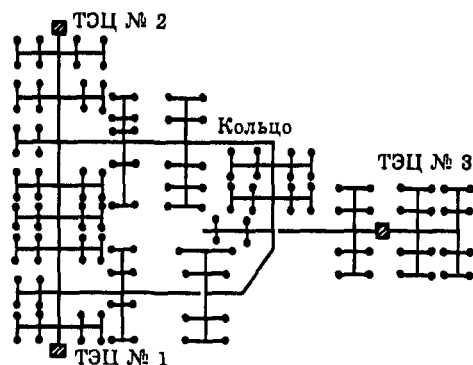


Рис. 5.2. Кольцевая тепловая сеть от трех ТЭЦ

¹ На схеме каждая двухтрубная магистраль изображена одной линией

тания (рис. 5.2). В такую же систему могут быть в ряде случаев объединены тепловые сети ТЭЦ и крупных районных или промышленных котельных.

Объединение магистральных тепловых сетей нескольких источников теплоты наряду с резервированием теплоснабжения позволяет уменьшить суммарный котельный резерв на ТЭЦ и увеличить степень использования наиболее экономичного оборудования в системе за счет оптимального распределения нагрузки между источниками теплоты.

Блокирующие связи между магистралями большого диаметра должны иметь достаточную пропускную способность, обеспечивающую передачу резервирующих потоков воды. В необходимых случаях для увеличения пропускной способности блокирующих связей сооружаются насосные подстанции.

Независимо от блокирующих связей между магистралями целесообразно в городах с развитой нагрузкой горячего водоснабжения предусматривать переключки сравнительно небольшого диаметра между смежными распределительными тепловыми сетями для резервирования нагрузки горячего водоснабжения.

При диаметрах магистралей, отходящих от источника теплоты, 700 мм и менее обычно применяют радиальную (лучевую) схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра по мере удаления от станции и снижения присоединенной тепловой нагрузки (рис. 5.3). Такая сеть наиболее дешевая по начальным затратам, требует наименьшего расхода металла на сооружение и проста в эксплуатации. Однако при аварии на магистрали радиальной сети прекращается теплоснабжение абонентов, присоединенных за местом аварии. Например, при аварии в точке *a* на радиальной магистрали *I* прекращается питание всех потребителей, расположенных по направлению трассы от ТЭЦ после точки *a*. Если происходит ава-

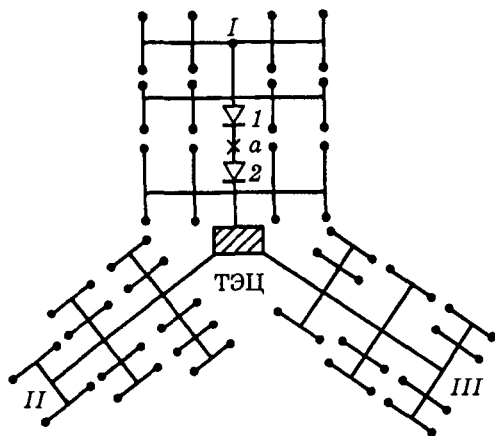


Рис. 5.3. Радиальная тепловая сеть

рия на магистрали вблизи станции, то прекращается теплоснабжение всех потребителей, присоединенных к магистрали. Такое решение допустимо, если время ремонта трубопроводов диаметром не менее 700 мм удовлетворяет вышесказанному условию.¹

5.3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Уравнение Бернулли для установившегося движения по трубопроводу несжимаемой жидкости, выражающее, отнесенный к единице массы, энергетический баланс этой жидкости без учета ее энтальпии, может быть записано в виде (рис. 5.4)

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\delta p}{\rho}, \quad (5.1)$$

¹Примечание научного редактора. Вопрос о том, при каких диаметрах теплопроводов какую схему тепловых сетей (радиальную или кольцевую) следует применять в системах централизованного теплоснабжения, должен решаться исходя из конкретных условий, диктуемых надежностью теплоснабжения потребителей теплоты допускают они перерыв в подаче теплоносителя или нет, каковы затраты на резервирование и т.п. Поэтому в условиях рыночной экономики указанная выше регламентация диаметров и схем тепловых сетей не может считаться единственно правильным решением.

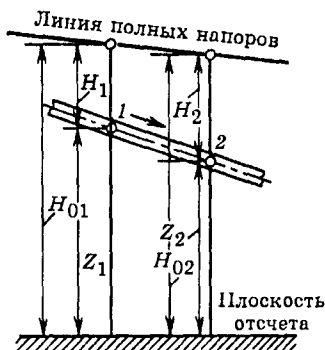


Рис. 5.4. Схема движения жидкости по трубопроводу

где Z_1 и Z_2 — геометрическая высота оси трубопровода в сечениях 1 и 2 по отношению к горизонтальной плоскости отсчета, м; w_1 и w_2 — скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2, м/с; p_1 и p_2 — давления жидкости, измеренные на уровне оси трубопровода в сечениях 1 и 2, Па; δp — падение давления на участке 1—2; ρ — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Первый член в (5.1) Zg — удельная энергия высоты в данном сечении, (отнесенная к единице массы жидкости), Дж/кг; $w^2/2$ — удельная кинетическая энергия жидкости в данном сечении, Дж/кг; p/ρ — удельная потенциальная энергии жидкости в данном сечении, Дж/кг; $\delta p/\rho$ — удельная потеря потенциальной энергии жидкости из-за трения и местных сопротивлений на участке трубопровода 1—2, Дж/кг, которая переходит в теплоту, что приводит к увеличению удельной энтальпии жидкости в процессе ее движения по трубопроводу.

Наряду с удельной энергией в гидравлическом расчете тепловых сетей широко используется другой параметр — напор, м,

$$H_0 = Z + \frac{w^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = Z + \frac{w^2}{2g} + H, \quad (5.2)$$

где p — давление в трубопроводе, Па; $p/\gamma = H$ — пьезометрический напор, м; γ — удельный вес жидкости, Н/м³.

При гидравлическом расчете тепловых сетей, как правило, не учитывают отношение $w^2/2g$, представляющее собой скоростной напор потока в трубопроводе, так как он составляет сравнительно небольшую долю полного напора и изменяется по длине сети незначительно. Обычно принимают

$$H_0 = Z + p/\gamma = Z + H, \quad (5.3)$$

т.е. считают полный напор равным сумме пьезометрического напора и высоты расположения оси трубопровода над плоскостью отсчета. Под пьезометрическим напором понимается давление в трубопроводе, выраженное в линейных единицах (обычно в метрах) столба той жидкости, которая передается по трубопроводу.

Из (5.3) следует, что $H = H_0 - Z$. Пьезометрический напор равен разности между полным напором и геометрической высотой оси трубопровода над плоскостью отсчета. Падение давления и потеря напора в сети, или располагаемый перепад (разность напоров), в сети связаны следующими зависимостями:

$$\delta H = \delta p/\gamma = \delta p/g\rho; \quad (5.4)$$

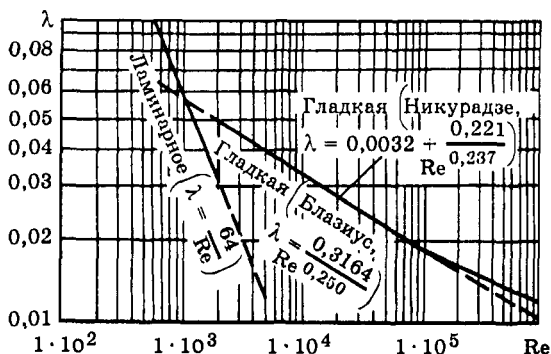
$$h = R/\gamma = R/(g\rho), \quad (5.5)$$

где δH — потеря напора или располагаемый напор, м; δp — падение давления, или располагаемый перепад давления, Па; h , R — удельная потеря напора (безразмерная величина) и удельное падение давления, Па/м.

Падение давления в трубопроводе может быть представлено как сумма двух составляемых: линейного падения и падения в местных сопротивлениях

$$\delta p = \delta p_{\text{л}} + \delta p_{\text{м}}, \quad (5.6)$$

где $\delta p_{\text{л}}$ — линейное падение давления; $\delta p_{\text{м}}$ — падение давления в местных сопротивлениях.



← Рис. 5.5. Зависимость коэффициента трения гладких труб от числа Рейнольдса



↑ Рис. 5.6. Разрез шероховатой стенки трубы

Линейное падение $\delta p_{\text{л}}$ представляет собой падение давления на прямолинейных участках трубопровода. Падение давления в местных сопротивлениях $\delta p_{\text{м}}$ — это падение давления в арматуре (вентильях, задвижках, кранах и т.д.) и других элементах оборудования, размещенных неравномерно по длине трубопровода (коленях, шайбах, переходах и т.п.).

Линейное падение давления. В трубопроводах, транспортирующих жидкость или газы,

$$\delta p_{\text{л}} = R_{\text{л}} l, \quad (5.7)$$

где $\delta p_{\text{л}}$ — линейное падение давления на участке, Па; $R_{\text{л}}$ — удельное падение давления, т.е. падение давления, отнесенное к единице длины трубопровода, Па/м; l — длина трубопровода, м.

Исходной зависимостью для определения удельного линейного падения в трубопроводе является уравнение Дарси

$$R_{\text{л}} = \lambda \frac{w^2}{2} \frac{\rho}{d} = 0,812 \lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}, \quad (5.8)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина); w — скорость среды, м/с; ρ — плотность среды, кг/м³; d — внутренний диаметр трубопровода, м; G — массовый расход, кг/с.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от состояния стенки трубы (гладкая или шероховатая) и режима движения жидкости (ламинарное или турбулентное).

Поскольку гладкие трубы в технике транспортировки теплоты имеют ограниченное применение (в основном в теплообменных аппаратах), ниже приведены формулы для расчета коэффициента трения гладких труб без их подробного анализа:

Формула Пуазейля¹ $\text{Re} \leq 2300$ (ламинарное движение), $\lambda = 64/\text{Re}$,

Формула Блазиуса $2300 \leq \text{Re} \leq 10^4$,
 $\lambda = 0,3164/\text{Re}^{0,25}$;

Формула Альтшуля $\text{Re} \geq 10^4$,
 $\lambda = 1/(1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^2$;

Формула Никурадзе $\text{Re} \geq 10^5$,
 $\lambda = 0,0032 + 0,221/\text{Re}^{0,237}$.

На рис 5.5 показана зависимость коэффициента гидравлического трения гладких труб от числа Re .

Основное применение для транспортировки теплоты имеют шероховатые стальные трубы.

Шероховатую поверхность можно представить состоящей из ряда элементарных выступов k (рис. 5.6). В качестве первого характеристического параметра шероховатости принимают высоту выступа шероховатости, называемую абсолютной шероховатостью стенки. У большинства работающих стальных трубопроводов она составляет в зависимости от технологии изготовления труб и условий эксплуатации от 0,05

¹Формула Пуазейля при ламинарном движении действительна как для гладких, так и для шероховатых труб.

до 2 мм. В качестве второго характеристического параметра принимают отношение абсолютной шероховатости к радиусу трубопровода k_3/r , называемое относительной шероховатостью.

Как показывают исследования стальных труб, проведенные Г. А. Муриным в лаборатории теплофикации ВТИ, при малых числах Re коэффициент гидравлического трения λ имеет максимальное значение. С увеличением числа Re коэффициент гидравлического трения монотонно уменьшается и при некотором значении $Re_{пр}$ практически достигает минимального значения. При дальнейшем увеличении числа Re коэффициент гидравлического трения остается постоянным [66].

С достаточной для практических расчетов точностью принимают, что в так называемой переходной области, т.е. при $2300 < Re < Re_{пр}$, коэффициент гидравлического трения зависит как от эквивалентной относительной шероховатости k_3/r , так и от числа Re , а при $Re > Re_{пр}$ коэффициент гидравлического трения зависит только от k_3/r и не зависит от числа Re .

Под эквивалентной относительной шероховатостью реального трубопровода понимается искусственная относительная равномерная шероховатость цилиндрической стенки, коэффициент гидравлического трения которой в области $Re > Re_{пр}$ такой же, как и в данном реальном трубопроводе.

Полученная опытным путем зависимость коэффициента гидравлического трения стальных труб от числа Re и относительной шероховатости хорошо описывается универсальным уравнением, предложенным А.Д. Альтшулем [1],

$$\lambda = 0,11(k_3/d + 68/Re)^{0,25}. \quad (5.9)$$

При $k_3 = 0$ формула Альтшуля переходит в формулу Блазиуса. При $Re = \infty$ формула

Альтшуля переходит в формулу Б.Л. Шифринсона [145]

$$\lambda = 0,11(k_3/d)^{0,25}. \quad (5.10)$$

Поскольку с увеличением числа Re значение второго слагаемого в скобках в (5.9) резко уменьшается, то при больших числах Re расхождение между значениями λ , найденными по формулам Шифринсона и Альтшуля, получается незначительным.

Принимая допустимое расхождение в коэффициенте гидравлического трения по формулам Альтшуля и Шифринсона равным 3 %, из условия $\lambda_A/\lambda_{III} - 1 = 0,03$ получаем

$$Re_{пр} = 568d/k_3, \quad (5.11)$$

где λ_A и λ_{III} — значения λ , рассчитанные по (5.9) и (5.10). Поэтому при $Re < 568d/k_3$ коэффициент гидравлического трения должен определяться по (5.9), а при $Re \geq Re_{пр} \geq 568d/k_3$ — по более простой формуле (5.10) Б.Л. Шифринсона. Чем меньше относительная шероховатость, тем больше значение $Re_{пр}$. При $Re \geq Re_{пр}$ практически имеет место квадратичная зависимость падения давления в трубопроводе от расхода.

На основе имеющихся материалов гидравлических испытаний тепловых сетей и водопроводов в СНиП 2.04.07-86 рекомендуются следующие значения абсолютной эквивалентной шероховатости, м, для гидравлического расчета тепловых сетей [130]:

Паропроводы	$0,2 \cdot 10^{-3}$
Водяные сети в условиях нормальной эксплуатации	$0,5 \cdot 10^{-3}$
Конденсаторопроводы и сети горячего водоснабжения	$1 \cdot 10^{-3}$

В тепловых сетях обычно $Re > Re_{пр}$, поэтому тепловые сети, как правило, работают в квадратичной области.

Формулу (5.8) для линейного падения давления в квадратичной области можно привести к виду, более удобному для практических расчетов.

Удельное падение давления, Па/м,

$$R_{\text{л}} = A_R G^2 / (\rho d^{5,25}). \quad (5.12)$$

Диаметр трубопровода, м,

$$d = A_d G^{0,38} / (R_{\text{л}} \rho)^{0,19}. \quad (5.13)$$

Пропускная способность трубопровода, кг/с,

$$G = A_G (R_{\text{л}} \rho)^{0,5} d^{2,625} \quad (5.14)$$

При транспортировке жидкости, и в частности воды, т.е. при $\rho = \text{const}$, приведенные выше формулы можно записать в следующем виде:

$$R_{\text{л}} = A_R^{\text{в}} G^2 / d^{5,25}; \quad (5.15)$$

$$d = A_d^{\text{в}} G^{0,38} / R_{\text{л}}^{0,19}; \quad (5.16)$$

$$G = A_G^{\text{в}} R_{\text{л}}^{0,5} d^{2,625}. \quad (5.17)$$

Значения коэффициентов A и $A^{\text{в}}$ приведены в табл. 5.1. В приложении 9 приведены основные физические константы воды при температуре 0—200 °С.

Местное падение давления. При наличии на участке трубопровода ряда местных сопротивлений суммарное падение давления во всех местных сопротивлениях, Па, определяется по формуле

$$\delta p_{\text{м}} = \sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = 0,812 \sum \xi \frac{G^2}{\rho d^4}, \quad (5.18)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, установленных на участке; ξ — безразмерная величина, зависящая от характера сопротивления.

Если представить прямолинейный трубопровод диаметром d , линейное падение давления на котором равно падению давления в местных сопротивлениях, то длина такого участка трубопровода, называемая *эквивалентной длиной местных сопротивлений*, может быть найдена из равенства

$$\delta p_{\text{м}} = R_{\text{л}} l_3; \quad (5.1)$$

$$\sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{w^2}{2} \frac{\rho}{d} l_3,$$

откуда эквивалентная длина местных сопротивлений, м,

$$l_3 = \sum \xi d / \lambda. \quad (5.20)$$

При подстановке в (5.20) коэффициента гидравлического трения по Шифринсона формула для эквивалентной длины местных сопротивлений приводится к виду

$$l_3 = A_l \sum \xi d^{1,25}. \quad (5.20)$$

Как видно из (5.20б), эквивалентная длина местных сопротивлений пропорциональна сумме коэффициентов местных сопротивлений в первой степени и диаметру трубопровода в степени 1,25.

Коэффициенты местных сопротивлений аппаратуры и фасонных частей приведены в приложении 10

Коэффициент местного сопротивления задвижек и клапанов можно определить по формуле [2]

$$\xi = \left[\frac{11-n}{(0,67-0,57n)n} - 1 \right]^2, \quad (5.21)$$

где n — степень сжатия сечения, т.е. отношение сжатого сечения потока к площади поперечного сечения трубопровода:

При открытой задвижке $n = 1, \quad \xi = 0$

При 50 %-ном открытии $n = 0,5, \quad \xi = 4,4$

При 10 %-ном открытии $n = 0,1, \quad \xi = 235$

При закрытой задвижке $n = 0, \quad \xi = \infty$

Сопротивления муфтовых, фланцевых и сварных соединений трубопроводов при правильном выполнении незначительны, поэтому их надо рассматривать в совокупности с линейными сопротивлениями. Рекомендованные выше значения абсолютной шероховатости учитывают эти сопротивления.

Отношение падения давления в местных сопротивлениях трубопровода к линейному падению в этом трубопроводе представляет

собой *долю местных потерь*. Нетрудно видеть, что доля местных потерь равна отношению эквивалентной длины местных сопротивлений к длине трубопровода:

$$\alpha = \frac{\delta p_{\text{м}}}{\delta p_{\text{л}}} = l_3 / l. \quad (5.22)$$

Из совместного решения (5.10), (5.19) и (5.20) по сумме коэффициентов местных сопротивлений и располагаемому перепаду давлений можно найти долю местных потерь

$$\frac{\alpha}{(1 + \alpha)^{0,24}} = A_{\alpha} \frac{\sum \xi}{l} \frac{G^{0,48}}{(\delta p \rho / l)^{0,24}}, \quad (5.23)$$

где $A_{\alpha} = 5,1 / k_3^{0,19}$.

Для удобства уравнение (5.23) записывается в следующем приближенном виде:

$$\frac{\alpha}{\sqrt[4]{1 + \alpha}} = A_{\alpha} \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\delta p \rho / l}}}. \quad (5.24a)$$

В пределах изменения α от 0 до 1 с погрешностью $\pm 6\%$ можно принять

$$\alpha = 1,15 A_{\alpha} \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\delta p \rho / l}}}. \quad (5.24б)$$

При транспортировке жидкости, в частности воды,

$$\alpha = 1,15 A_{\alpha}^B \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\alpha \rho \rho / l}}}, \quad (5.24 в)$$

где δp — располагаемый перепад давлений, Па.

Как видно из (5.24а)—(5.24в), доля местных потерь возрастает при увеличении суммы коэффициентов местных сопротивлений на единицу длины трубопровода $\sum \xi / l$, а также при снижении располагаемого удельного перепада давлений на единицу длины трубопровода $\delta p / l$.

Суммарное падение давления. Сумма падений давления — линейного и в местных сопротивлениях — определяется по формуле

$$\begin{aligned} \delta p &= \delta p_{\text{л}} + \delta p_{\text{м}} = \delta p_{\text{л}} \left(1 + \frac{\delta p_{\text{м}}}{\delta p_{\text{л}}} \right) = \\ &= R_{\text{л}} l (1 + \alpha) = R_{\text{л}} (l + l_3), \end{aligned} \quad (5.25)$$

откуда

$$R_{\text{л}} = \delta p / [l(1 + \alpha)]. \quad (5.26)$$

В табл. 5.1 приведены коэффициенты A , входящие в (5.12)—(5.24).

Таблица 5.1. Значения коэффициентов A в формулах (5.12)—(5.24)

Коэффициент	Выражение	Абсолютная эквивалентная шероховатость $k_{\text{л}}$, м		
		0,0002	0,0005	0,001
$A_{R, \text{м}}^{0,25}$	$0,0894 k_3^{0,25}$	$10,6 \cdot 10^{-3}$	$13,3 \cdot 10^{-3}$	$15,92 \cdot 10^{-3}$
$A_{R, \text{м}}^B \text{ кг}^{3,25}$	$0,0894 k_3^{0,25} / \rho$	$10,92 \cdot 10^{-6}$	$13,62 \cdot 10^{-6}$	$16,3 \cdot 10^{-6}$
$A_{\text{д}, \text{м}}^{0,0475}$	$0,63 k_3^{0,0475}$	0,414	0,435	0,448
$A_{\text{д}, \text{м}}^B \text{ м}^{0,62} / \text{кг}^{0,19}$	$0,63 k_3^{0,0475} / \rho^{0,19}$	$111,5 \cdot 10^{-3}$	$117 \cdot 10^{-3}$	$121 \cdot 10^{-3}$
$A_{G, \text{м}}^{-0,125}$	$3,35 / k_3^{0,125}$	9,65	8,62	7,89
$A_{G, \text{м}}^B \text{ кг}^{0,5} / \text{м}^{1,625}$	$3,35 \rho^{0,5} / k_3^{0,125}$	302	269	246
$A_{\alpha, \text{м}}^{-0,19}$	$5,1 / k_3^{0,19}$	25,2	21,4	18,6
$A_{\alpha, \text{м}}^B \text{ м}^{0,53} / \text{кг}^{0,4}$	$5,1 / (k_3^{0,19} \rho^{0,24})$	4,54	3,82	3,34
$A_{\text{л}, \text{м}}^{-0,25}$	$9,1 / k_3^{0,25}$	76,4	60,7	51,1

5.4. ПОРЯДОК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

При гидравлическом расчете трубопроводов обычно заданы расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется определить диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов: предварительного и проверочного.

Гидравлический расчет упрощается при использовании номограмм (рис. 5.7—5.9).

Предварительный расчет.

1. Задаются долей местных потерь или вычисляют ее по формуле (5.24).
2. Находят удельное линейное падение давления по (5.26).
3. Определяют среднюю плотность теплоносителя на участке по формуле

$$\rho_{\text{ср}} = (\rho_{\text{нач}} + \rho_{\text{кон}})/2. \quad (5.27)$$

Индексы «нач» и «кон» относятся к началу и концу участка. Если теплоноситель — жидкость, то принимают $\rho_{\text{нач}} = \rho_{\text{кон}} = \rho_{\text{ср}}$.

4. Определяют диаметр трубопровода из предположения его работы в квадратичной области по (5.13) или (5.16).

Проверочный расчет.

1. Предварительно рассчитанный диаметр округляют до ближайшего по стандарту. Таблица стандартных диаметров труб, применяемых при транспортировке воды и водяного пара, приведена в приложении 11.

2. Определяют число Re , сравнивают его с предельным $Re_{\text{пр}}$, рассчитанный по (5.11). Устанавливают расчетную область, в которой работает трубопровод.

Когда трубопровод работает в квадратичной области, линейное удельное падение давления определяют по (5.12) и (5.15), эквивалентную длину местных сопротивлений — по (5.20), суммарное падение давления — по (5.25).

Если трубопровод работает в переходной области, то по (5.9) вычисляют коэффициент гидравлического трения λ , находят по (5.8) удель-

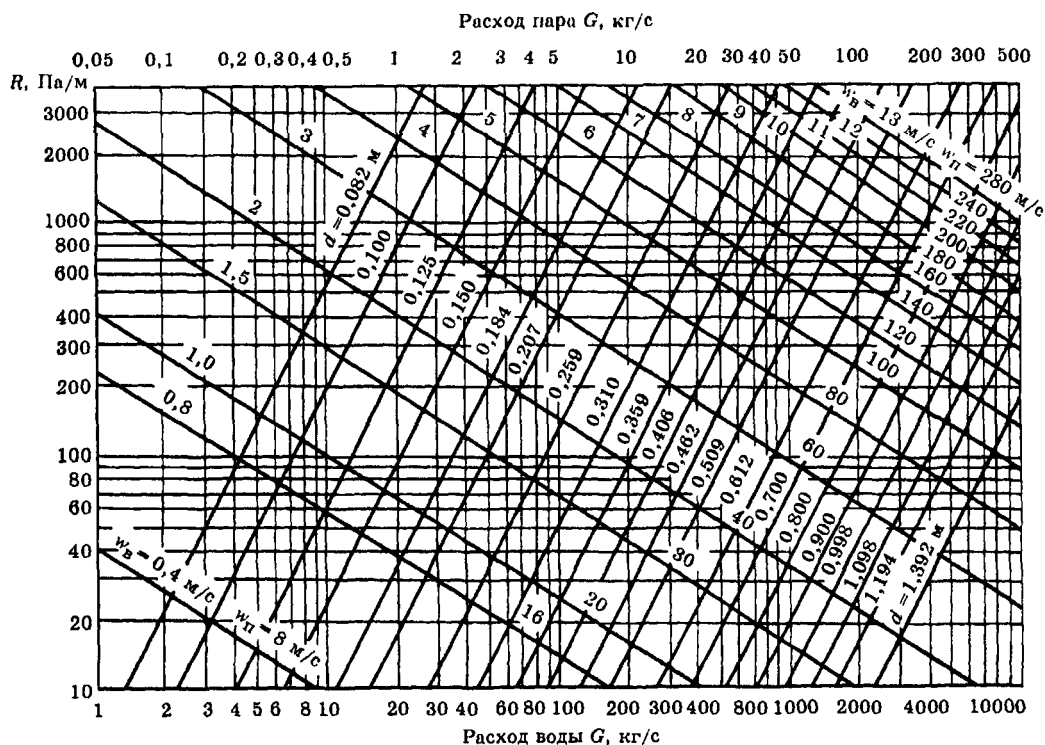
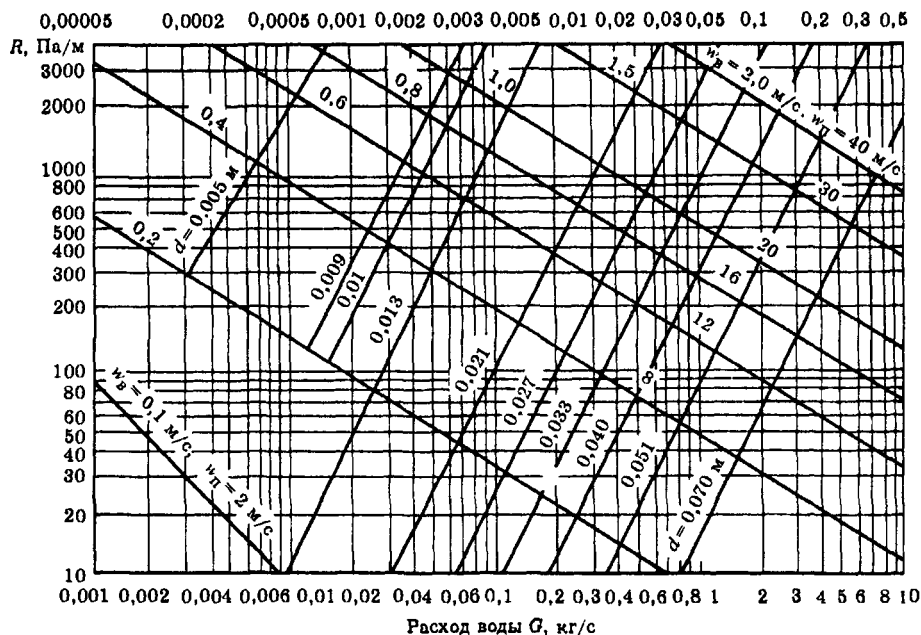


Рис. 5.7. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

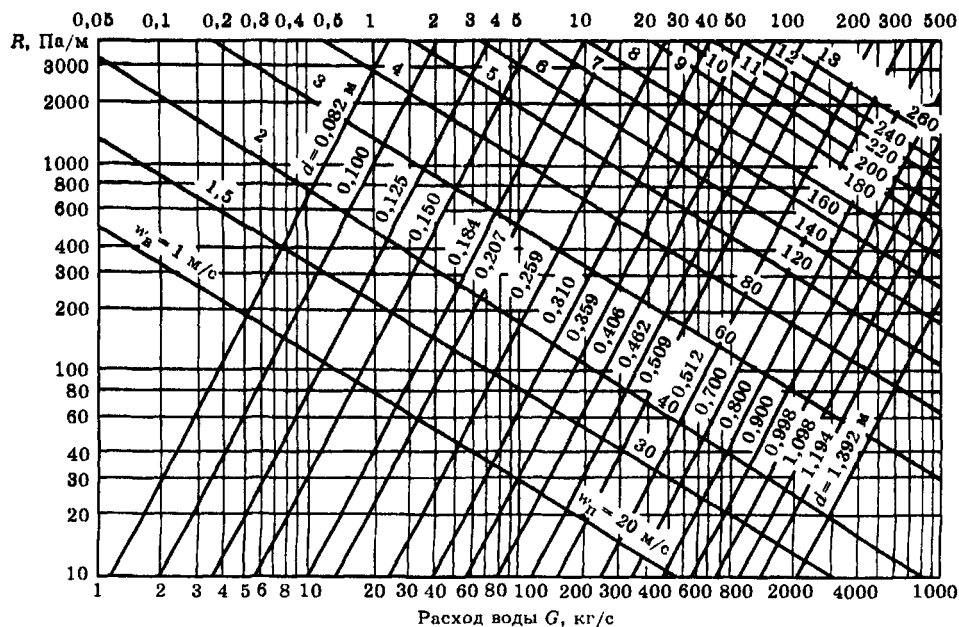
$k_3 = 0,0002 \text{ м}$; $\rho_a = 975 \text{ кг/м}^3$; $\rho_n = 2,45 \text{ кг/м}^3$; $d = 0,07—1,392 \text{ м}$; при другой плотности пара $R_2 = (2,45 / \rho_2) R_1$

Расход пара G , кг/с



а)

Расход пара G , кг/с



б)

Рис. 5.8. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

$\alpha-d=0,005-0,07$ м, $\beta-d=0,07-1,392$ м, $k_3=0,0005$ м, $\rho_p=975$ кг/м³, $\rho_n=2,45$ кг/м³, при другой плотности пара $R_2=(2,45/\rho_2)R_1$

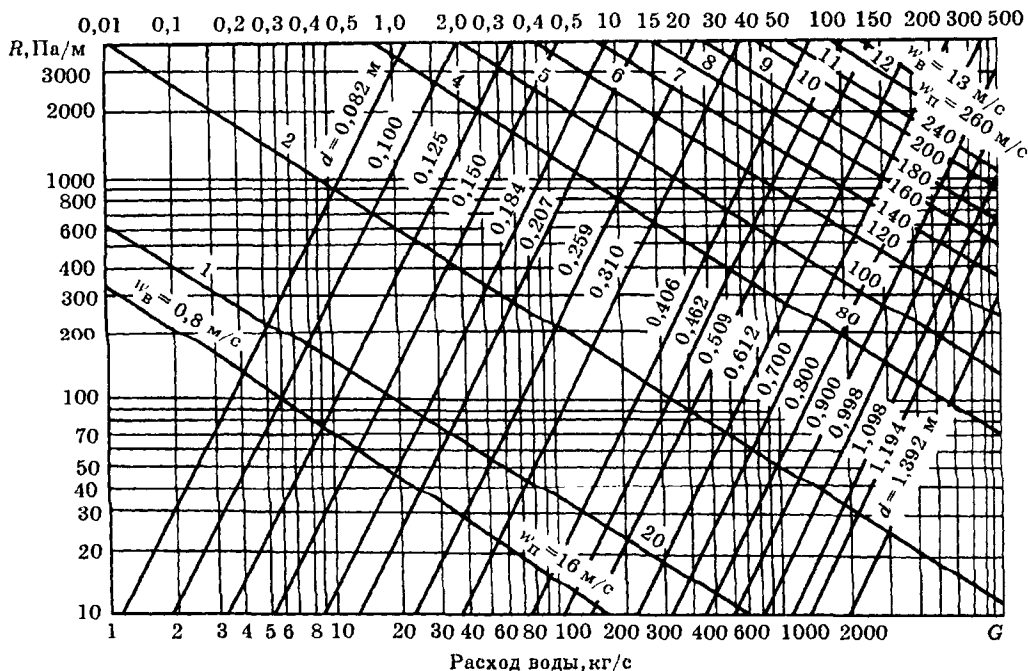


Рис. 5.9. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

$$k_3 = 0,001 \text{ м}, \rho_{\text{в}} = 975 \text{ кг/м}^3; \rho_{\text{п}} = 2,45 \text{ кг/м}^3; \text{ при другой плотности пара } R_2 = (2,45 / \rho_2) R_1$$

ное линейное падение давления, а затем по (5.20) находят эквивалентную длину местных сопротивлений и по (5.25) суммарное падение давления на участке.

Определение области, в которой работает трубопровод, следует проводить только при расчете участков с малой нагрузкой (абонентские ответвления с малым расходом теплоносителя). При расчете магистральных линий и основных ответвлений проверку расчетной области можно не выполнять, считая, что эти сети работают в квадратичной области.

3. При расчете паропроводов сопоставляют полученное значение $\rho_{\text{ср}}$ с предварительно принятым. При большом расхождении задаются более близкими значениями этих величин и вновь осуществляют проверочный расчет.

5.5. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЙ ГРАФИК

При проектировании и эксплуатации разветвленных тепловых сетей широко используется пьезометрический график, на

котором в конкретном масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети; по нему легко определить напор (давление) и располагаемый напор (перепад давлений) в любой точке сети и абонентских системах.

На рис. 5.10 приведены пьезометрический график двухтрубной водяной системы теплоснабжения и принципиальная схема системы. За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень I-I, имеющий горизонтальную отметку 0; $H_{\text{нп}}$, $H_{\text{н4}}$ — график напоров подающей линии сети; $H_{\text{о1}}$, $H_{\text{о4}}$ — график напоров обратной линии сети; $H_{\text{о1}}$ — полный напор в обратном коллекторе источника теплоснабжения $H_{\text{н}}$ — напор, развиваемый сетевым насосом I; $H_{\text{ст}}$ — полный напор, развиваемый подпиточным насосом, или, что то же, полный статиче-

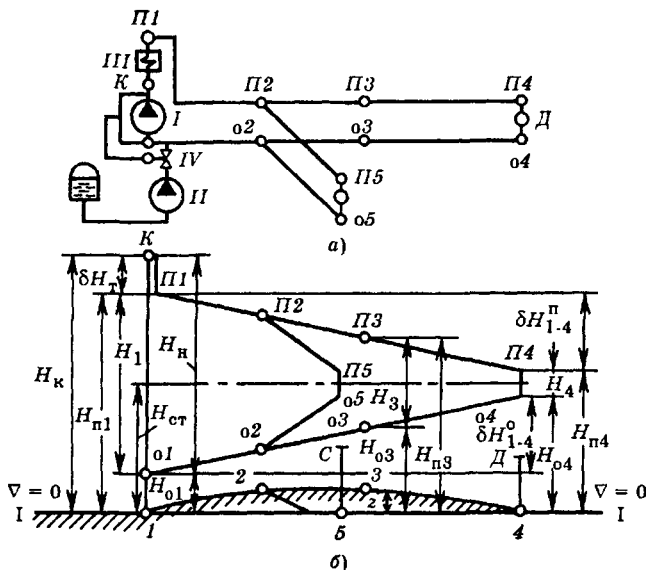


Рис. 5.10. Схема и пьезометрический график двухтрубной тепловой сети

ский напор тепловой сети; H_k — полный напор в точке K на нагнетательном патрубке насоса I ; δH_T — потеря напора сетевой воды в теплоподготовительной установке III ; $H_{п1}$ — полный напор в подающем коллекторе источника теплоснабжения; $H_{п1} = H_k - \delta H_T$. Располагаемый напор сетевой воды на коллекторах ТЭЦ $H_1 = H_{п1} - H_{о1}$. Напор в любой точке тепловой сети, например в точке 3, обозначается следующим образом: $H_{п3}$ — полный напор в точке 3 подающей линии сети; $H_{о3}$ — полный напор в точке 3 обратной линии сети.

Если геодезическая высота оси трубопровода над плоскостью отсчета в этой точке сети равна Z_3 , то пьезометрический напор в точке 3 подающей линии $H_{п3} - Z_3$, а пьезометрический напор в обратной линии $H_{о3} - Z_3$. Располагаемый напор в точке 3 тепловой сети равен разности пьезометрических напоров подающей и обратной линий тепловой сети или, что одно и то же, разности полных напоров $H_3 = H_{п3} - H_{о3}$.

Располагаемый напор в тепловой сети в узле присоединения абонента D : $H_4 = H_{п4} - H_{о4}$, где $H_{п4}$ и $H_{о4}$ — полные напоры в подающей и обратной линиях тепловой сети в точке 4. Потеря напора в подающей линии тепловой сети на участке между источником теплоснабжения и абонентом D :

$$\delta H_{1-4}^п = H_{п1} - H_{п4}.$$

Потеря напора в обратной линии на этом участке тепловой сети

$$\delta H_{1-4}^о = H_{о4} - H_{о1}.$$

При работе сетевого насоса I (см. рис. 5.10, а) напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом II , дросселируется регулятором давления IV до $H_{о1}$.

При останове сетевого насоса I в тепловой сети устанавливается статический напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом.

При гидравлическом расчете паровых сетей профиль паропровода можно не учитывать вследствие малой плотности пара. Падение давления на участке паропровода принимается равным разности давлений

в конечных точках участка. Правильное распределение потери напора, или падения давления в трубопроводах, имеет первостепенное значение для выбора их диаметров и организации надежного гидравлического режима сети.

Для предупреждения ошибочных решений следует до проведения гидравлического расчета водяной тепловой сети наметить возможный уровень статических напоров, а также линии предельно допустимых максимальных и минимальных гидродинамических напоров в системе и, ориентируясь по ним, выбрать характер пьезометрического графика из условия, что при любом ожидаемом режиме работы напоры в любой точке системы теплоснабжения не выходят за допустимые пределы. На основании технико-экономического расчета следует лишь уточнить значения потерь напора, не выходя за пределы, намеченные по пьезометрическому графику. Такой порядок проектирования позволяет учесть технические и экономические особенности проектируемого объекта.

Основные требования к режиму давлений водяных тепловых сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения сводятся к следующему:

1) непревышение допустимых давлений в оборудовании источника, тепловой сети и абонентских установок. Допустимое избыточное (сверх атмосферного) давление в стальных трубопроводах и арматуре тепловых сетей зависит от применяемого сортамента труб и в большинстве случаев составляет 1,6—2,5 МПа;

2) обеспечение избыточного (сверх атмосферного) давления во всех элементах системы теплоснабжения для предупреждения кавитации насосов (сетевых, подпиточных, смесительных) и защиты системы теплоснабжения от подсоса воздуха. Невыполнение этого требования приводит к коррозии оборудования и нарушению циркуляции воды. В качестве минимального значения избыточного давления принимают 0,05 МПа (5 м вод. ст.);

3) обеспечение невоскипания сетевой воды при гидродинамическом режиме системы теплоснабжения, т.е. при циркуляции воды в системе.

Во всех точках системы теплоснабжения должно поддерживаться давление, превышающее давление насыщенного водяного пара при максимальной температуре сетевой воды в системе.

Поскольку температура насыщения водяного пара при давлении 0,1 МПа равна 100 °С, то для обеспечения невоскипания воды избыточное давление должно поддерживаться на тех участках системы теплоснабжения, где температура воды при работе системы теплоснабжения выше 100 °С. При проектировании можно не предусматривать поддержание избыточного давления, обеспечивающего невоскипание воды в статическом состоянии системы, т.е. при отсутствии циркуляции воды, так как при необходимости температура воды во всех точках системы теплоснабжения может быть снижена до 100 °С и ниже до прекращения циркуляции в сети путем выключения подогрева сетевой воды на ТЭЦ. Возможность аварийного прекращения циркуляции в системе теплоснабжения предупреждается соответствующей автоматизацией насосных установок и дублированием их электропитания от двух независимых источников.

На пьезометрических графиках наносят линии напоров для основной расчетной магистрали и характерных ответвлений как для гидродинамического режима, так и для статического состояния системы теплоснабжения. Если гидродинамический режим системы теплоснабжения сильно изменяется в течение отопительного сезона или года, то на пьезометрический график наносят линии напоров для наиболее характерных режимов системы. Например, при открытой системе теплоснабжения на пьезометрических графиках обычно приводят линии напоров для трех характерных режимов работы системы, а именно: при отсутствии водозабора, при максимальном отборе воды из подающей линии тепловой

сети, при максимальном отборе из обратной линии тепловой сети.

При проектировании крупных систем теплоснабжения, питаемых от нескольких параллельно работающих источников теплоты или от нескольких параллельно работающих взаимно сблокированных магистралей, на пьезометрических графиках указываются также линии напоров при аварийных ситуациях, когда отдельные секции основных магистралей выключаются из работы и в работу включаются блокирующие перемычки.

Разработку пьезометрического графика начинают с гидростатического режима, когда циркуляция отсутствует и система теплоснабжения заполнена водой с температурой не выше $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. На основе гидростатического режима из условия не превышения допустимого давления во всех элементах оборудования, включая абонентские установки, проверяют возможность установления общей статической зоны для всей системы теплоснабжения, т.е. возможность поддержания одного и того же статического напора во всей системе, а также выявляют причины, препятствующие такому решению.

Установление общей статической зоны для всей системы теплоснабжения упрощает эксплуатацию и повышает надежность теплоснабжения, поэтому такое решение является предпочтительным. Наиболее просто эта задача решается при независимой схеме присоединения всех отопительных установок и тепловой сети, так как в этом случае механически наиболее слабый элемент системы — отопительные чугунные радиаторы или отопительные бетонные панели гидравлически изолируются от системы теплоснабжения.

При зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети установлению общей статической зоны часто препятствует высокий полный статический напор, определяемый из условия обес-

печения избыточного давления не менее $0,05\text{ МПа}$ (5 м вод. ст.) в верхних точках наиболее высоко расположенных отопительных установок, что вызывает недопустимо высокие давления в отопительных системах зданий, расположенных на низких геодезических уровнях. Это препятствие устраняется присоединением по независимой схеме отопительных установок зданий, создающих повышенный полный статический напор, или зданий, в которых создается недопустимо высокий пьезометрический статический напор.

Другое возможное решение задачи — разделение системы теплоснабжения на отдельные статические зоны, в каждой из которых с помощью автоматических клапанов и подпиточных насосов поддерживается заданное значение полного статического напора при прекращении циркуляции воды в системе теплоснабжения.

На рис. 5.11, а показан график статических напоров системы теплоснабжения с тремя группами отапливаемых зданий *A*, *B*, *C* (рис. 5.11, б) высотой по 35 м , расположенных на трех разных геодезических уровнях 0 ; 20 ; 40 м .

При зависимой схеме присоединения всех отопительных установок к тепловой сети полный статический напор в системе теплоснабжения определяется условием создания пьезометрического напора около 5 м в верхних точках отопительных установок *C*, расположенных на наиболее высоком геодезическом уровне, и составляет $H_{\text{ст}} = 40 + 35 + 5 = 80\text{ м}$.

Под этим полным статическим напором, показанным на рис. 5.11, а горизонтальной линией *SS*, находятся все элементы системы теплоснабжения.

Пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок, присоединенных к водяной тепловой сети по зависимой схеме, составляет для зданий группы *A*: $H_A = 80 - 0 = 80\text{ м}$; для зданий группы *B*: $H_B = 80 - 20 = 60\text{ м}$; для зданий

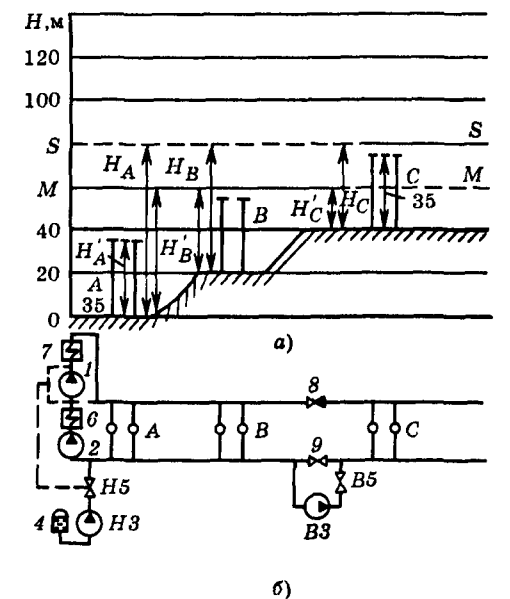


Рис. 5.11. Линии статических напоров и принципиальная схема системы теплоснабжения

a — линии статических напоров, *б* — принципиальная схема сети, 1 — сетевой насос, 2 — предвключенный насос, НЗ — подпиточный насос станции (нижней зоны), ВЗ — подпиточный насос станции верхней зоны, 4 — бак подпиточной воды, Н5 — регулятор подпитки нижней зоны, В5 — регулятор подпитки верхней зоны, 6 — теплофикационный подогреватель, 7 — пиковый котел, 8 — обратный затвор, 9 — регулятор давления «до себя»

группы *C*: $H_C = 80 - 40 = 40$ м. Пьезометрический статический напор для оборудования источника теплоты (водогрейных котлов, теплофикационных подогревателей, сетевых насосов и др.), установленного на отметке 0, также равен 80 м. В данном случае пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок группы *A* превышает допустимое по условиям прочности отопительных чугунных радиаторов значение 60 м вод. ст.

Для сохранения в этих условиях общего статического уровня для всей системы водоснабжения возможно следующее.

1. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *C*. В этом случае полный статиче-

ский напор в системе теплоснабжения должен быть выбран из условия создания минимального избыточного давления в верхних точках отопительных установок группы *B* ($H'_{ст} = 20 + 35 + 5 = 60$ м). На рис. 5.11, *a* этот напор изображается горизонтальной линией *MM*. Статический пьезометрический напор в нижних точках отопительных установок группы *B* $H'_B = 60 - 20 = 40$ м. Статический пьезометрический напор в водо-водяных отопительных подогревателях зданий группы *C*, присоединенных к тепловой сети по независимой схеме, составит: со стороны греющей воды $60 - 40 = 20$ м, а со стороны нагреваемой воды 35 м.

2. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *A*. В этом случае полный статический напор в системе теплоснабжения останется неизменным, $H_{ст} = 80$ м. Однако повышенный статический напор не будет передаваться на отопительные приборы установок *A*, поскольку они гидравлически изолированы от тепловой сети.

В водо-водяных подогревателях, установленных в узлах присоединения отопительных установок этих зданий к тепловой сети, пьезометрический статический напор со стороны греющей воды составит $80 - 0 = 80$ м, что меньше допустимого значения (100 м).

3. Присоединение отопительных установок всех групп зданий к тепловой сети по независимой схеме, но разделение системы теплоснабжения на две статические зоны: одна на уровне *MM* для группы зданий *A* и *B*, другая на уровне *SS* для группы зданий *C*. Для этой цели необходимо в сети между участками *B* и *C* установить разделительное устройство, схема которого показана на рис 5.11, *б*.

При прекращении циркуляции воды в сети закрывается обратный клапан или затвор 8, установленный на подающей линии сети, а также регулятор давления «до себя» (РДДС) 9, настроенный на пьезометриче-

ский напор H_C , установленный на обратной линии тепловой сети. Таким образом, при прекращении циркуляции зона C отделяется от остальной сети. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети зоны C осуществляется подпиточным насосом $B3$ и регулятором подпитки $B5$. В подпиточный насос $B3$ поступает вода из тепловой сети нижней зоны. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети нижней зоны осуществляется подпиточным насосом $H3$ и регулятором подпитки $H5$.

При гидродинамическом режиме системы теплоснабжения пьезометрические напоры в любой точке системы при любом расходе воды также должны удовлетворять вышеуказанным условиям.

При построении графика гидродинамических напоров на него наносят уровни допустимых максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной линий системы. Действительные пьезометрические напоры при любом режиме работы системы теплоснабжения не должны выходить за эти предельные уровни.

Поскольку допустимые напоры являются пьезометрическими, т.е. отсчитываются от оси трубопроводов, линии допустимых напоров для тепловой сети следуют за рельефом местности, так как при построении графика напоров обычно условно принимают, что оси трубопроводов тепловых сетей совпадают с поверхностью земли. При построении линии допустимых напоров для оборудования, имеющего существенные вертикальные габариты, максимальный пьезометрический напор отсчитывают от нижней точки, а минимальный — от верхней точки этого оборудования. В частности, для пиковых водогрейных котлов максимально допустимый пьезометрический напор отсчитывают от нижней точки котла, которую условно принимают совпадающей с поверхностью земли, а минимально допустимый напор — от верхнего

коллектора котла, отметка которого по отношению к нижней точке котла обычно выше на 10—15 м. В связи с возможным локальным нагревом воды в отдельных трубах котла выше расчетной температуры в выходном коллекторе минимально допустимый пьезометрический напор определяют по температуре кипения воды, превышающей на 30 °С расчетную в выходном коллекторе котла.

Максимально допустимый гидравлический пьезометрический напор обычно определяют: для подающей линии системы — из условия механической прочности оборудования тепловой сети (трубы, арматура) и источника теплоты (пароводяные подогреватели, водогрейные котлы); для обратной линии при зависимой схеме присоединения абонентов — из условия механической прочности теплоиспользующего оборудования абонентских установок (отопительные и вентиляционные приборы); при независимой схеме соединения абонентов — из условия механической прочности водо-водяных подогревателей.

Минимально допустимый гидродинамический пьезометрический напор обычно определяют: для подающей линии — из условия защиты от вскипания воды; для обратной линии — из условия предупреждения вакуума (давления меньше 0,1 МПа) в системе, а также предупреждения кавитации на всасывающей стороне насосов.

Желательно, чтобы при зависимой схеме присоединения линия действительных полных гидродинамических напоров в подающем трубопроводе не пересекала линию статических напоров. Тогда в узлах присоединения отопительных установок к тепловой сети не требуется сооружать повысительные насосные подстанции, что упрощает систему теплоснабжения и повышает надежность ее работы. Линия действительных полных гидродинамических напоров обратной магистрали тепловой сети, как правило, пересекает линию статических

напоров. Однако это обстоятельство не усложняет сооружение и эксплуатацию системы, так как поддержание более высокого пьезометрического напора в абонентских установках по сравнению с напором в обратном трубопроводе тепловой сети при циркуляции воды в сети достигается путем включения на обратной линии в узле присоединения абонента регулятора давления «до себя».

Желательно, чтобы располагаемый напор, т.е. разность гидродинамических напоров в подающей и обратных линиях сети на ГТП или МТП, был равен или даже несколько превышал суммарную потерю напора в абонентских установках и в тепловой сети между установками и ГТП и МТП. В противном случае приходится устанавливать на тепловых пунктах насосные установки, что усложняет эксплуатацию и снижает надежность системы теплоснабжения.

На рис. 5.12 показано построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения, для которой выбор линии статических напоров MM рассмотрен на рис. 5.11.

Расчетная температура в подающей линии тепловой сети задана равной 150°C . Полный статический напор для этой системы принят 60 м. Отопительные установки абонентов группы C , расположенные в высокой зоне, присоединяются к тепловой сети по независимой схеме.

Линия Π_6 показывает максимально допустимые напоры в подающей линии системы теплоснабжения от подающего коллектора на ТЭЦ до абонентских вводов. Напор в точке $\Pi 1$ на выходе воды из водогрейного котла 7 определяется из условия механической прочности пиковых котлов. Допустимое давление для водогрейных котлов 2,5 МПа. С учетом гидравлических потерь в котле максимально допустимый пьезометрический напор на выходе из котла принят 220 м. Максимально допустимый напор (линия Π_6) в подающем теплопроводе на

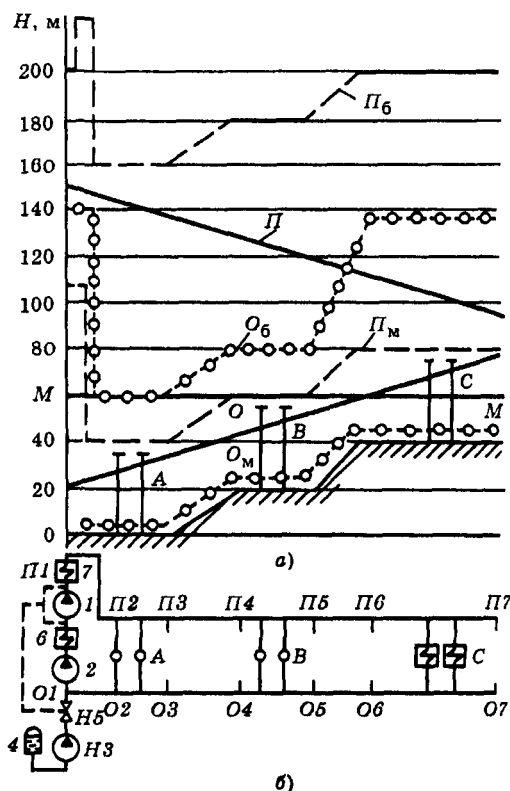


Рис. 5.12. Построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения

a — график гидродинамических напоров; b — принципиальная схема; остальные обозначения те же что и на рис. 5.11

участке $\Pi 2$ — $\Pi 7$ определен из условия, что допустимое давление в трубопроводах и арматуре подающей линии составляет 1,6 МПа, вследствие этого пьезометрический напор должен быть равен 160 м.

Линия P_m показывает минимально допустимые напоры в подающей линии системы. Минимально допустимый напор в точке $\Pi 1$ определен при условии невоскипания в верхней точке водогрейного котла, находящейся на геодезической отметке 15 м при температуре воды $150 + 30 = 180^\circ\text{C}$, что определяет минимальный пьезометрический напор в этой точке котла равный 92 м или полный напор по отношению к геодезической отметке O равный 107 м.

Из условия не вскипания воды при ее температуре 150 °С минимально допустимый пьезометрический напор в подающей линии тепловой сети на участке П2—П7 должен составлять 40 м.

Действительная линия гидродинамических напоров подающей линии тепловой сети при любом режиме ее работы не должна выходить за пределы напоров, ограниченных линиями P_6 и P_m . В данном случае действительный график гидродинамических напоров подающей линии системы показан линией П.

Линия O_6 показывает максимально допустимые напоры в обратной линии системы теплоснабжения от абонентских вводов до входного коллектора теплофикационного пароводяного подогревателя 6 на ТЭЦ. По условиям механической прочности отопительных чугунных радиаторов допустимые пьезометрические напоры в обратной линии тепловой сети на участке О1—О5, на котором абонентские установки присоединены по зависимой схеме, составляют 60 м, а по условиям механической прочности водо-водяных подогревателей допустимые пьезометрические напоры на участке О6—О7, где абонентские установки присоединены по независимой схеме, составляют 140 м.

Линия O_m показывает минимально допустимые пьезометрические напоры в обратной линии системы теплоснабжения при условии, что избыточное давление в трубопроводах тепловой сети и на всасывающей линии насосов достаточно для предупреждения подсоса воздуха и кавитации. Минимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети принят 5 м.

Поскольку действительный гидродинамический пьезометрический напор в подающем коллекторе на ТЭЦ после пикового водогрейного котла принят 150 м, то с учетом гидравлических потерь в котле гидродинамический пьезометрический напор перед котлом должен составить 170 м,

что значительно превышает допустимый пьезометрический напор для пароводяного подогревателя 6, равный 140 м.

Для обеспечения требуемого пьезометрического напора в подающем коллекторе ТЭЦ (без превышения допустимого давления в пароводяном подогревателе) в схеме теплоподготовительной установки ТЭЦ предусмотрены два последовательно включенных сетевых насоса 1 и 2. Предвключенный, или бустерный, насос 2 создает в системе напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пароводяном подогревателе 6 и защиты от кавитации сетевого насоса 1, при расчетной температуре после пароводяного подогревателя. Сетевой насос 1 создает напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пиковом водогрейном котле, тепловой сети и абонентских установках.

График действительных гидродинамических напоров в обратном трубопроводе системы теплоснабжения при любом режиме работы не должен выходить за пределы линий O_6 и O_m . В данном случае он изображен линией О.

Выбор схемы присоединения абонентских установок. Пьезометрический график дает наглядное представление о действующих напорах при гидродинамическом режиме и статическом состоянии системы теплоснабжения, что имеет важное значение для выбора рациональных схем присоединения абонентских теплоиспользующих установок к тепловой сети.

На рис. 5.13, а приведен пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети: АВ — линия гидродинамических напоров подающей линии; CD — линия гидродинамических напоров обратной линии; SS — линия статического напора. Схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети показаны на рис. 5.13, б.

Отопительная установка 1 может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором 7 в качестве смеси-

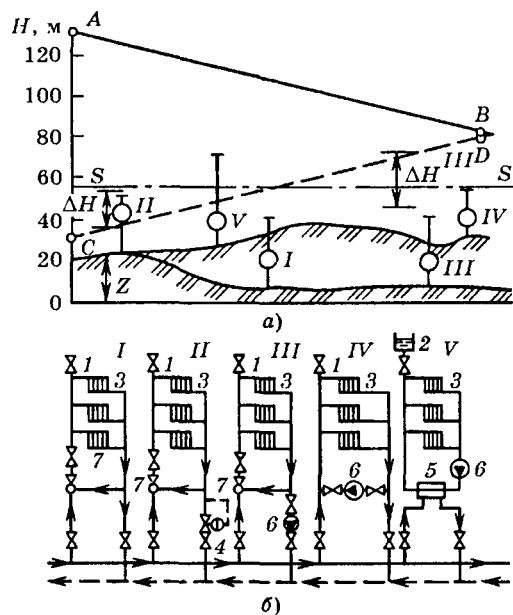


Рис. 5.13. Пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети (а) и схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети (б)

Отопительные установки: I — зависимая с элеватором; II — зависимая с элеватором и регулятором давления на обратной линии; III — зависимая с элеватором и насосом на обратной линии; IV — зависимая со смесительным насосом; V — независимая; 1 — воздушный кран; 2 — расширитель; 3 — нагревательный прибор; 4 — регулятор давления «до себя»; 5 — водоводяной подогреватель; 6 — насос; 7 — элеватор

тельного устройства, так как в месте расположения этого здания пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети как при статическом, так и при гидродинамическом режиме не превышает допустимого предела (60 м), а располагаемый напор в сети больше 15 м, что достаточно для создания необходимого напора в сопле элеватора и компенсации потери напора в регулирующем клапане.

По тем же мотивам отопительная установка II может быть также присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором 7. Однако из-за того что гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе тепловой сети меньше высоты здания II, необходимо устано-

вить на обратном трубопроводе в узле присоединения здания регулятор давления «до себя». Установка регулятора давления 4 позволит превысить напор в обратной линии перед регулятором до уровня, превышающего высоту отопительной установки. Перепад ΔH , создаваемый регулятором, должен быть равен или больше разности между высотой отопительной установки и пьезометрическим напором в обратной линии.

В точке присоединения отопительной установки III статический напор также не превышает допустимого предела. Однако гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе сети в месте размещения здания равен 75 м, т.е. превышает допустимое значение. Кроме того, располагаемый напор в тепловой сети в месте присоединения абонентской установки недостаточен для нормальной работы элеватора.

Отопительная установка III принципиально могла бы быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с насосом 6 на обратной линии и с элеватором 7 в качестве смесительного устройства. Включение насоса на обратной линии уменьшило бы напор на выходе из отопительной установки до допустимого значения и повысило бы располагаемый напор на вводе, что позволило бы осуществить смешение при помощи элеватора. Напор, развиваемый этим насосом, ΔH_{III} должен быть равен или больше разности гидродинамического пьезометрического напора в обратной линии и допускаемого напора для отопительной установки. Но так как при случайной остановке насоса отопительная установка оказывается под пьезометрическим напором больше 60 м, то такое присоединение недостаточно надежно. Более надежно присоединение отопительной установки III к тепловой сети по независимой схеме.

Отопительная установка IV может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме. Однако поскольку располагае-

мый напор тепловой сети в этой точке мал (ниже 10 м) и не обеспечивает работу элеватора, то в качестве смесительного устройства должен быть применен насос *б* на перемычке. Напор, развиваемый смесительным насосом, должен быть равен потере напора в местной отопительной установке.

Отопительная установка *V* должна быть присоединена к тепловой сети по независимой схеме, так как статический напор, создаваемый этим зданием, превышает статический напор (линия *SS*), установленный для системы теплоснабжения района.

В крупных городах при передаче теплоты от одного или нескольких источников в районы теплового потребления по длинным магистралям большого диаметра и при разнородной тепловой нагрузке абонентов целесообразно все отопительные установки присоединять к тепловой сети по независимой схеме *V*. Такое решение существенно упрощает режим работы системы теплоснабжения, повышает ее надежность и увеличивает маневренные возможности тепловой сети в связи со значительным увеличением при этом максимально допустимого пьезометрического напора в обратной линии тепловой сети (линия *O_б* на рис. 5.12).

Пьезометрические графики (см. рис. 5.11—5.13) относятся к двухтрубной водяной тепловой сети.

На рис. 5.14, *a* приведен пьезометрический график системы дальнего теплоснабжения, состоящей из загородной станции, однострунной транзитной магистрали, городской пиковой котельной и двухтрубной городской тепловой сети. Расчетная температура воды в транзитной магистрали и подающей линии городской тепловой сети принята 180 °С. Линия статического напора *SS* выбрана на уровне 100 м из условия присоединения всех абонентских установок, расположенных на отметке 40 м, по зависимой схеме. Линия *П_б* показывает максимально допустимые пьезометрические напоры в подающей линии сети при условии,

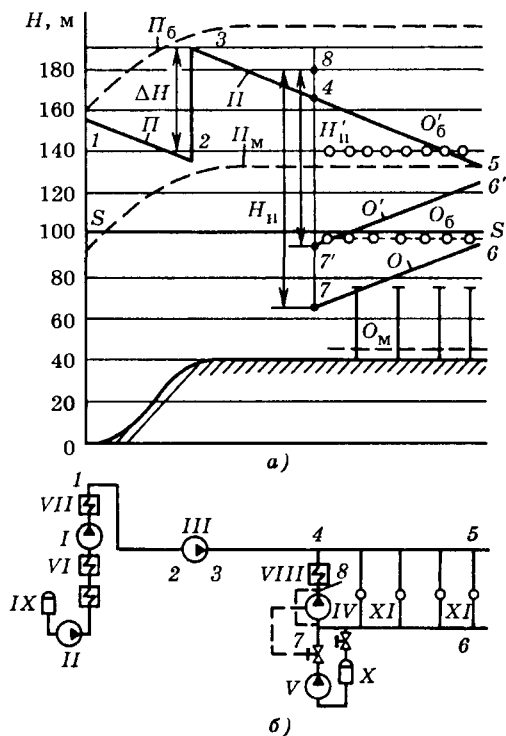


Рис. 5.14. Пьезометрический график и принципиальная схема однострунной транзитной и двухтрубной городской водяной тепловой сети

a — пьезометрический график; *б* — принципиальная схема: *I* и *II* — насосы загородной ТЭЦ; *III* — насосная станция на транзитной магистрали; *IV* — сетевые насосы городской двухтрубной тепловой сети; *V* — подпиточный насос городской тепловой сети; *VI* и *VII* — теплофикационные пароводяные подогреватели загородной ТЭЦ; *VIII* — пиковая котельная; *IX* и *X* — аккумуляторы сетевой воды; *XI* — абонентские установки

что допустимое давление в трубопроводах теплосети составляет 1,6 МПа. Линия *П_м* показывает максимально допустимые пьезометрические гидродинамические напоры в подающей линии из условия невоскипания теплоносителя. Линия *П* — линия действительных гидродинамических напоров в подающем трубопроводе.

Как видно из приведенных данных, полный гидродинамический напор в транзитной магистрали и в подающей линии городской тепловой сети может изменяться толь-

ко в весьма узких пределах, а именно: на начальном участке транзитной магистрали от 160 до 132 м, т.е. всего на 28 м; на конечном участке транзитной магистрали и в подающей линии тепловой сети от 190 до 132 м. Поэтому при большом радиусе передачи теплоты на транзитной магистрали и на подающей линии тепловой сети приходится сооружать насосные подстанции (см. рис. 5.14, б). На подстанции гидродинамический напор в транзитной магистрали повышается на $\Delta H = 55$ м.

Линия O_6 показывает максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии городской тепловой сети. Он определен из условий допустимого пьезометрического напора в чугунных отопительных радиаторах, равного 60 м.

Линия O_m показывает минимально допустимый пьезометрический напор в обратной тепловой сети; O — линия действительных гидродинамических напоров в обратной линии. Так как в данном случае напор в подающей линии сети не может быть ниже уровня P_m , а напор в обратной линии не может быть выше уровня линии O_6 , то в узлах присоединения абонентских установок приходится дросселировать больший напор ($H_5 - H_6 = 40$ м). Это вызывает необходимость существенного увеличения напора, развиваемого сетевым насосом IV двухтрубной тепловой сети в пиковой водогрейной котельной, который в данном случае должен составить $H_n = H_8 - H_7 = 180 - 65 = 115$ м.

При независимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии существенно больше и для водо-водяных подогревателей составляет 100 м (линия O'_6). Это позволяет уменьшить располагаемый напор на вводе конечных абонентов до $\Delta H_a = H_5 - H'_6 = 135 - 125 = 10$ м и соответственно уменьшить напор сетевого насоса IV в пиковой котельной до $H = H_8 - H'_7 = 180 - 95 = 85$ м.

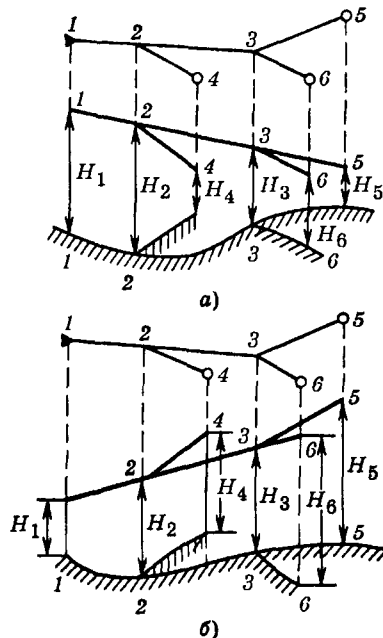


Рис. 5.15. Пьезометрический график однетрубных сетей

а — линии горячего водоснабжения, б — конденсатопровода

На рис. 5.15, а показан пьезометрический график сети горячего водоснабжения. По этой сети вода подается от станции к абонентам. Пьезометрический график имеет уклон в сторону движения воды. H_1 — пьезометрический напор на станции; H_2 и H_3 — пьезометрические напоры в точках 2 и 3 сети; H_4 — H_6 — пьезометрические напоры на абонентских вводах.

Пьезометрические напоры на абонентских вводах должны превышать высоту абонентских установок горячего водоснабжения.

На рис. 5.15, б показаны пьезометрический график и схема конденсатной сети. По этой сети конденсат откачивается от абонентов на станцию. Пьезометрический график имеет уклон от абонентов к станции. H_1 — пьезометрический напор в конденсатопроводе на станции; H_2 и H_3 — пьезометрические напоры в точках 2 и 3 конденсат-

ной линии; $H_4 - H_6$ — пьезометрические напоры в конденсатной линии у абонентов. Эти напоры создаются установленными у абонентов конденсатными баками, размещенными на соответствующей высоте, или конденсатными насосами.

5.6. МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА РАЗВЕТВЛЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В качестве исходных данных для расчета обычно задаются: схема тепловой сети, параметры теплоносителя на станции и у абонентов, расход теплоносителя и длина участков сети. Искомой величиной является диаметр сети. Поскольку в начале расчета неизвестен ряд величин, требующихся для определения диаметра сети, то задачу приходится решать методом последовательных приближений. Расчет обычно проводится в два этапа: предварительный и проверочный.

Ниже приведена методика расчета разветвленной тепловой сети (рис. 5.16).

Предварительный расчет

1. Выбирают расчетную магистраль, т.е. направление от станции до одного из абонентов, которое характеризуется наименьшим удельным падением давления.

В паровых сетях удельное падение давления, Па/м,

$$R = \delta p / l,$$

где δp — падение давления в магистрали, Па; l — длина магистрали, м.

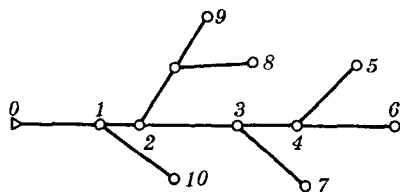


Рис. 5.16. Схема разветвленной тепловой сети

В водных сетях удельное падение давления, Па/м,

$$R = \frac{\delta H}{l} \gamma,$$

где δH — разность полных напоров в конечных точках магистрали, т.е. потеря напора в магистрали, м; γ — удельный вес воды в трубопроводе, Н/м³.

Если падение давления между станцией и любым потребителем одно и то же, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным потребителем.

Предварительно задаются распределением падения давления (видом пьезометрического графика) расчетной магистрали. Если нет каких-либо ограничений по условиям профиля, высотности зданий и другим факторам, то распределение падения давления (пьезометрический график) расчетной магистрали выбирают прямолинейным.

2. Расчет начинают с начального участка расчетной магистрали. Задаются или определяют по (5.24) долю местных потерь α этого участка. Находят удельное падение давления на этом участке, принимая условно долю местных потерь давления на всей расчетной магистрали равной доле местных потерь на данном участке. Если на рис. 5.16 расчетной магистралью является 0-1-2-3-4-6, то удельное линейное падение давления на начальном участке 0-1 расчетной магистрали

$$R_{0-1} = \frac{\delta p_{0-1}}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{\delta p_{0-6}}{l_{0-6}(1 + \alpha)}$$

или

$$R_{0-1} = \frac{\delta H_{0-1} \gamma}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{\delta H_{0-6} \gamma}{l_{0-6}(1 + \alpha)},$$

где δp_{0-6} , δp_{0-1} — полное падение давления в расчетной магистрали и на начальном участке, δH_{0-6} , δH_{0-1} — потери напора в расчетной магистрали и на начальном участке; l_{0-6} , l_{0-1} — длина расчетной магистрали и начального участка.

3. Предварительно определяют диаметр начального участка расчетной магистрали d_{0-1} из условия квадратичного закона сопротивлений по (5.13) или (5.16).

При расчете паропроводов удельный вес пара в начале и в конце рассчитываемого участка трубопровода определяют для перегретого пара по давлению и температуре, а для влажного пара по давлению и степени сухости. Давление пара на станции в точке 0 задано. Давление пара в точке 1 вычисляется по формуле $p_1 = p_0 - \delta p_{0-1}$.

Проверочный расчет

1. По ГОСТ или таблице сортамента труб подбирают ближайший диаметр трубопровода первого участка магистралей d'_{0-1} (см. приложение 11).

2. По (5.12) или (5.15) определяют удельное линейное падение давления R'_{0-1} .

3. По (5.20) или (5.21) рассчитывают эквивалентную длину местных сопротивлений на участке 0-1.

4. Находят полное падение давления (напора) на участке 0-1

$$\delta p'_{0-1} = R'_{0-1} l_{0-1}(1 + \alpha'),$$

или

$$\delta H'_{0-1} = R'_{0-1} l_{0-1}(1 + \alpha')/\gamma,$$

где $\alpha' = l_3/l_{0-1}$.

5. Определяют давление пара или располагаемый напор воды в конечной точке рассчитываемого участка $p'_1 = p_0 - \delta p'_{0-1}$ или $H'_1 = H_0 - \delta H'_{0-1}$.

В аналогичной последовательности проводят расчет всех других участков расчетной магистрали. Расчет каждого последующего участка начинают с определения удельного линейного падения давления. Так, расчет участка 1-2 начинают с вычисления значения

$$R_{1-2} = \frac{\delta p_{1-2}}{l_{1-2}(1 + \alpha)} = \frac{\delta p_{1-6}}{l_{1-6}(1 + \alpha)},$$

или

$$R_{1-2} = \frac{\delta H_{1-2}\gamma}{l_{1-2}(1 + \alpha)} = \frac{\delta H_{1-6}\gamma}{l_{1-6}(1 + \alpha)},$$

где $\delta p_{1-6} = p'_1 - p_6$ и $\delta H_{1-6} = H'_1 - H_6$.

Ответвления рассчитывают как транзитные участки с заданным падением давления (напора). При расчете сложных ответвлений, например ответвления 2-8-9, сначала находят расчетное направление как направление с минимальным удельным падением давления, а затем проводят все остальные операции в указанной выше последовательности.

Падение давления в паровой сети задается для гидравлического расчета по располагаемому давлению на станции и требуемому давлению у абонентов.

При проектировании конденсатопроводов, принимающих по пути конденсат, отводимый из паропроводов, необходимо, чтобы давление в конденсатопроводе было, по крайней мере, на 0,05 МПа меньше, чем в паропроводе. Указанное условие требуется для нормального дренажа конденсата из паропровода.

Пример 5.1. Провести гидравлический расчет двухтрубной водяной тепловой сети и построить ее пьезометрический график.

Схема тепловой сети показана на рис. 5.17, а и б, а геодезический профиль сети и высота абонентских систем нанесены на рис. 5.17, в.

К тепловой сети присоединены по зависимой схеме четыре отопительные установки, имеющие следующие расчетные расходы воды:

Индекс установки.....	A	B	C	D
Расход воды, кг/с.....	27,8	13,9	55,6	13,9

Средняя температура воды в сети $t_{cp} = 75^\circ\text{C}$, средний удельный вес воды $\gamma_{cp} = 9550 \text{ Н/м}^3$. Расчетная температура воды в подающей линии тепловой сети $t'_1 = 150^\circ\text{C}$.

На всех абонентских вводах должен быть обеспечен располагаемый напор $\Delta H_{аб} \geq 15 \text{ м}$.

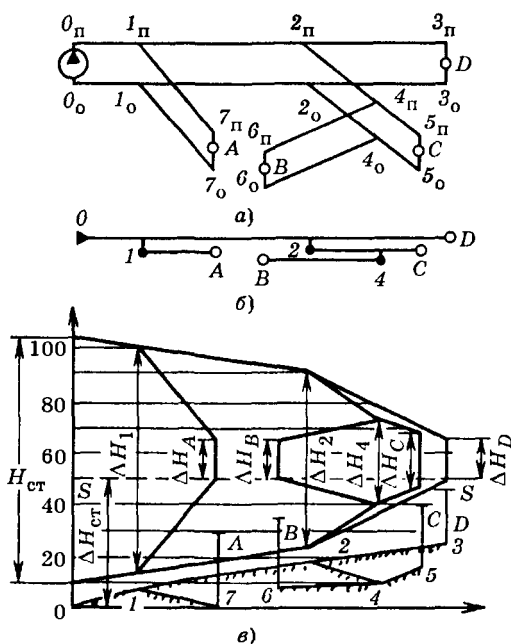


Рис. 5.17. Схемы и пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети

Располагаемый напор на коллекторах станции $\Delta H_c = 95$ м.

Ниже приведены длины отдельных участков тепловой сети по трассе:

Номер участка	0-1	1-2	2-3	1-7	2-4	4-5	4-6
l, м	250	650	500	500	400	300	600

На трубопроводах тепловой сети установлены следующие местные сопротивления: задвижки в начале и конце каждого участка на подающей и обратной линиях; 10 отводов под углом 90° на каждый километр трубопровода; 10 сальниковых компенсаторов на каждый километр трубопровода.

Решение. Согласно порядку предварительного расчета:

1) выбираем статический напор тепловой сети $H_{ст} = 50$ м и наносим его на пьезометрический график (линия SS). При этом статическом напоре обеспечивается избыточное давление в верхних точках отопительных установок, а пьезометрический статический напор в наиболее низких

точках системы (отопительная установка А) не превышает допустимого значения;

2) намечаем вид графика гидродинамических напоров. Располагаемая потеря напора в сети $H_{ст} - \Delta H_a = 95 - 15 = 80$ м.

Наиболее просто эту потерю напора распределить поровну между подающей и обратной линиями тепловой сети, т.е. принять $\delta H_{п} = \delta H_o = 40$ м. В этом случае полные напоры в подающем и обратном коллекторах на станции составят $H_{п} = 105$ м, $H_o = 10$ м.

Пьезометрический напор в наиболее высокой точке сети 3 в подающей линии $H_{п3} = 105 - 40 - 25 = 40$ м. При таком пьезометрическом напоре не вскипание воды обеспечивается при $t'_1 = 150^\circ \text{C}$;

3) выбираем расчетную магистраль. Поскольку на всех абонентских вводах должен быть обеспечен один и тот же располагаемый напор $\Delta H_a = 15$ м, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным абонентом. В данном случае расчетной является магистраль 0-1-2-4-6.

Длина расчетной магистрали $l_{0-6} = 1900$ м;

4) определяем на основе исходного задания и данных приложения 10 сумму коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$ на участке 0-1:

$$\sum_0^1 \xi = 2 \cdot 0,5 + 2,5 \cdot 1,2 + 2,5 \cdot 0,2 = 4,5.$$

Падение давления на участке 0-1

$$\delta p_{0-1} = \frac{40 \cdot 9550 \cdot 250}{1900} = 50\,200 \text{ Па}.$$

Расход воды на участке 0-1

$$G = 27,8 + 13,9 + 55,6 + 13,9 = 111,2 \text{ кг/с}.$$

По (5.24б) определяем долю местных сопротивлений на этом участке

$$\alpha = 1,15 \cdot 3,82 \frac{4,5}{250} \sqrt{\frac{111,2}{\sqrt{50\,200/250}}} = 0,22;$$

5) предварительно вычисляем удельное линейное падение давления и диаметр участка 0-1:

$$R_{0-1} = \frac{\delta p_{0-1}}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{50\,200}{250 \cdot 1,22} = 164 \text{ Па/м};$$

по (5 16) находим диаметр участка

$$d_{0-1} = 117 \cdot 10^{-3} \cdot 111,2^{0,38} / 164^{0,19} = 0,266 \text{ м} = 266 \text{ мм}$$

Проверочный расчет

1 Выбираем ближайший стандартный внутренний диаметр $d'_{0-1} = 309 \text{ мм}$ (325 · 8 мм)

2 По (5 15) или номограмме рис 5 8 определяем удельное линейное падение

$$R'_л = 13,64 \cdot 10^{-6} \cdot 111,2^2 / 0,309^{5,25} = 79 \text{ Па/м}$$

3 По (5 21) рассчитываем эквивалентную длину местных сопротивлений участка 0-1

$$l_3 = 60,7 \cdot 4,5 \cdot 0,309^{1,25} = 48 \text{ м}$$

4 По (5 25) вычисляем падение давления на участке 0-1

$$\delta p'_{0-1} = 79(250 + 48) = 23 \text{ 600 Па}$$

5 Потеря напора на участке 0-1

$$\delta H'_{0-1} = \delta p'_{0-1} / \gamma = 23 \text{ 600} / 9550 = 2,45 \text{ м}$$

6 Поскольку потеря напора на участке 0-1 в подающем и обратном трубопроводах сети одинакова, то располагаемый напор в точке 1 тепловой сети

$$\Delta H'_1 = H_c - 2\delta H'_{0-1} = 95 - 2 \cdot 2,45 = 90,1 \text{ м}$$

Расчет участка 0-1 магистрали на этом заканчивается. Аналогично рассчитываются все остальные участки расчетной магистрали. Результаты расчета всех участков магистрали приведены ниже

Номер участка	G , кг/с	$R'_л$, Па/м	d , мм	d' , мм	$R'_л$, Па/м
0-1	111,2	164	266	309	79
1-2	83,4	187	238	259	115
2-4	69,5	235	208	207	249
4-6	13,9	260	110	125	149

Номер участка	L_3 , м	$\delta p'$, Па	$\delta H'$, м	H' , м
0-1	48	23 600	2,45	90,1
1-2	75,5	83 500	8,75	72,6
2-4	66	108 000	11,2	50,2
4-6	74	95 000	9,95	30,3

В аналогичной последовательности проводится также расчет ответвлений. При предвари-

тельном определении удельной линейной потери давления в ответвлении значение δH находится как разность располагаемых напоров в начальной и конечной точках ответвления. По располагаемым напором понимается разность полных напоров в подающем и обратном трубопроводах в данной точке тепловой сети.

5.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ

Основным исходным значением для гидравлического расчета сети служит расчетный расход сетевой воды. При нахождении расчетного расхода целесообразно учитывать не только существующие нагрузки, намеченные к присоединению к тепловой сети в ближайшие годы, но также и перспективы развития системы теплоснабжения. Это особенно важно при определении расхода воды для расчета магистралей и основных ответвлений распределительных сетей.

На современном этапе развития градостроительства в старых городах происходит замена изношенного жилого фонда с печным отоплением новыми благоустроенными жилыми домами с современным санитарно-техническим оборудованием. При проектировании тепловых сетей следует предусматривать возможность присоединения этих зданий к тепловым сетям без перекладки основных коммуникаций.

При определении расчетных расходов воды в городских тепловых сетях целесообразно учитывать нагрузку горячего водоснабжения для всех жилых зданий независимо от того, имеется ли при проектировании внутри зданий разводка горячего водоснабжения, так как в процессе благоустройства городов все жилые здания оборудуются системами горячего водоснабжения.

Когда в тепловой сети кроме постоянно-го расхода воды на отопление имеется переменный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, зависящий от графика нагрузки горячего водоснабжения (абонентские вводы с параллельным или смешан-

ным присоединением систем отопления и горячего водоснабжения), суммарный расчетный расход воды в тепловой сети на горячее водоснабжение не является арифметической суммой максимальных расходов воды на горячее водоснабжение у абонентов из-за несовпадения максимумов расхода.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение в отдельных элементах сети можно определить путем введения поправки к арифметической сумме расходов в виде коэффициента попадания в максимум ϕ . Значения этого коэффициента следующие: для магистралей 0,7—0,75; для ответвлений 0,8—0,9; для внутриквартальных сетей и абонентских вводов 1,0.

В открытых системах теплоснабжения расчетные расходы воды получаются в ряде случаев различными для подающего и обратного трубопроводов (абонентские вводы с несвязанным регулированием при наличии регуляторов расхода перед отопительной системой). Однако подающие и обратные трубопроводы сети обычно прокладываются одного диаметра, хотя имеют место случаи, когда целесообразно укладывать трубы разного диаметра согласно гидравлическим расчетам. Расчетный расход воды в этом случае должен выбираться из условия, чтобы суммарная потеря напора при расходе воды в подающем ($G_o + G_b + G_r$) и обратном ($G_o + G_b$) трубопроводах была равна суммарной потере при одинаковом расходе воды G в подающем и обратном трубопроводах.

Этот расчетный расход воды, по которому и следует выбирать диаметры тепловой сети при использовании открытой системы, определяют по формуле

$$G = \sqrt{G_{o,b}^2 + G_{o,b}G_r + 0,5G_r^2}, \quad (5.28a)$$

где $G_{o,b}$ — суммарный расчетный расход сетевой воды на отопление и вентиляцию: $G_{o,b} = G_o + G_b$; G_r — расчетный расход

сетевой воды из подающего трубопровода на горячее водоснабжение. По СНиП «Тепловые сети» [130]

$$G = G_{o,b} + 0,6G_r. \quad (5.28б)$$

Расчетный часовой расход подпиточной умягченной деаэрированной воды для компенсации утечек в закрытых системах теплоснабжения принимается равным 0,75 % объема воды в трубопроводах тепловых сетей и присоединенных к ним местных систем потребителей, а в транзитных магистралях 0,5 % объема воды в них. Объем воды в трубопроводах тепловых сетей (магистральных, распределительных, ответвлений к отдельным зданиям) определяется по проектным или фактическим данным.

При отсутствии данных об объеме воды в распределительных сетях и ответвлениях его ориентировочно определяют из расчета 13—16 м³ на 1 МДж/с суммарной расчетной тепловой нагрузки.

Объем воды в местных отопительно-вентиляционных системах определяют по удельному объему воды на 1 МДж/с суммарной расчетной отопительно-вентиляционной нагрузки из расчета 26 м³ для жилых и общественных зданий и 13 м³ для промышленных зданий.

При отсутствии данных о магистральных и распределительных сетях, а также о типе абонентских установок для предварительных расчетов можно определять объем воды в закрытых системах теплоснабжения, исходя из удельной емкости 55 м³ на 1 МДж/с (65 м³ на 1 Гкал/ч) суммарной расчетной тепловой нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Для ориентировочных расчетов можно принимать расчетный часовой расход подпиточной воды в закрытых системах теплоснабжения равным 1,5 % расчетного расхода сетевой воды. Объем воды в местных установках горячего водоснабжения открытых систем теплоснабжения вычисляется из

расчета 5 м^3 на 1 МДж/с средненедельной нагрузки горячего водоснабжения.

Расчетный расход подпиточной воды в открытых системах превышает расчетный расход подпиточной воды в закрытых системах на расход для компенсации утечек из местных установок горячего водоснабжения.

5.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

Одна из задач гидравлического расчета сети заключается в определении характеристик насосов. Рабочий напор сетевых насосов замкнутой водяной сети вычисляется по формуле

$$H = \delta H_{\text{т}} + \delta H_{\text{п}} + \delta H_{\text{о}} + \Delta H_{\text{к}}, \quad (5.29)$$

где $\delta H_{\text{т}}$ — потеря напора в подогревательной установке (бойлерной) станции, пиковой котельной и станционных коммуникациях (обычно $20\text{—}25 \text{ м}$); $\delta H_{\text{п}}$, $\delta H_{\text{о}}$ — потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети (определяются гидравлическим расчетом сети); $\Delta H_{\text{к}}$ — требующийся располагаемый напор в конечной точке сети на абонентском вводе (МТП) или групповой подстанции (ГТП) с учетом потери напора в авторегуляторах.

Значение $\Delta H_{\text{к}}$ зависит от местной теплопотребляющей установки и схемы ее присоединения к тепловой сети. При размещении узлов присоединения на абонентских вводах (МТП) можно принимать следующие значения $\Delta H_{\text{к}}$:

при зависимом присоединении отопительных и вентиляционных установок без применения элеваторов, а также при независимом присоединении с помощью поверхностных подогревателей $6\text{—}10 \text{ м}$;

при присоединении отопительных установок с помощью элеватора $15\text{—}20 \text{ м}$;

при последовательном включении водоводяных подогревателей горячего водоснабжения и элеваторного узла $20\text{—}25 \text{ м}$.

При групповом присоединении абонентских установок к тепловой сети через ГТП значения $\delta H_{\text{п}}$ и $\delta H_{\text{о}}$ в (5.29) представляют собой потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети между источником теплоты (ТЭЦ, котельной) и ГТП.

При зависимой схеме присоединения абонентских установок за пределами ГТП следует к вышеуказанному значению $\Delta H_{\text{к}}$ прибавить потери напора в трубопроводах сетевой воды между ГТП и абонентской установкой. Характеристики основных типов сетевых насосов, устанавливаемых на ТЭЦ, а также ряда насосов для групповых и местных подстанций приведены в приложениях 12—13.

Проектная подача рабочих сетевых насосов, устанавливаемых на станции, должна соответствовать максимальному расходу воды в сети. Количество устанавливаемых сетевых насосов должно быть не менее двух, из которых один резервный. При числе параллельно работающих сетевых насосов больше пяти установку резервного насоса можно не предусматривать.

Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения в летний период целесообразно в закрытых системах теплоснабжения устанавливать на станции специальный насосный агрегат меньшей мощности.

В открытой системе теплоснабжения напор подпиточных насосов, устанавливаемых на станции для восполнения водозабора и утечек воды из тепловой сети, определяют исходя из летнего режима работы системы по формуле

$$H = H_{\text{ст}} + \delta H_{\text{л}} - Z, \quad (5.30)$$

где $H_{\text{ст}}$ — статический напор в тепловой сети (обычно 60 м); $\delta H_{\text{л}}$ — суммарная потеря напора в подпиточной линии и в тепловой сети при летнем режиме работы системы; Z — геодезическая отметка уровня воды в баке, из которого ведется подпитка системы.

Напор насосов, устанавливаемых у паровых абонентов — потребителей пара для откачки конденсата на станцию,

$$H = \delta H_{\kappa} + Z, \quad (5.31)$$

где δH_{κ} — потеря напора в конденсатопроводе на участке от сборного бака абонента до приемного бака станции при расчетном расходе конденсата в конденсатопроводе; Z — разность геодезических отметок бака станции и бака абонента.

Если бак станции установлен ниже абонентского бака, разность геодезических отметок Z имеет отрицательный знак. Учитывая неравномерность откачки конденсата, подачу конденсатных насосов принимают равной полуторакратному максимально-часовому расходу конденсата.

5.9. РЕЗЕРВИРОВАНИЕ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В современных системах теплофикации крупных городов теплота от каждой ТЭЦ подается обычно в районы теплоснабжения по нескольким параллельным магистралям. Эти магистрали обычно секционируются, т.е. разделяются с помощью секционирующих задвижек на секции длиной 1—3 км. Через определенные расстояния секции параллельных магистралей могут соединяться блокирующими линиями (перемычками), как это, например, показано на рис. 5.1.

В случае аварии на какой-либо секции магистрали эта секция выключается из работы и выводится в ремонт. Поток сетевой воды, который в нормальных условиях проходит через данную секцию, перепускается с помощью блокирующих перемычек через соответствующую секцию параллельной магистрали, после чего по следующей блокирующей перемычке вновь поступает в данную магистраль [24].

На рис. 5.18, а показана в однолинейном изображении принципиальная схема блокировки двух четырехсекционных магистралей А и В. По такой схеме блокируются отдельно подающие и обратные магистрали параллельных сетей.

Если, например, на секции IIА подающей магистрали А произойдет авария, то эту секцию выключают из работы и выводят в ремонт. В этом

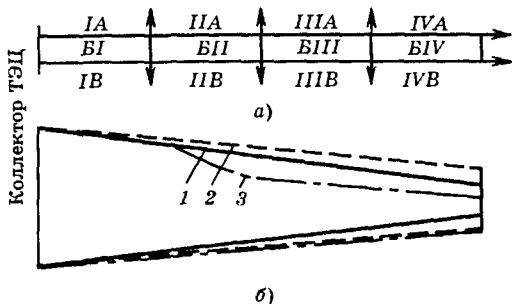


Рис. 5.18. Принципиальная схема блокировки двух четырехсекционных магистралей (а) и их пьезометрический график (б)

случае поток сетевой воды, проходящий через секцию IА, перепускается по блокирующей перемычке ВI в секцию IIB, а из нее этот поток воды возвращается в секцию IIIА через вторую блокирующую перемычку ВII

При аварийном режиме через резервирующую секцию, в нашем примере через секцию IIB, проходит увеличенный расход воды, что вызывает соответствующее увеличение потери напора на этом участке. Для того чтобы при возможном аварийном режиме на одной из секций магистралей расходы воды у абонентов оставались неизменными или изменялись незначительно, магистральные сети должны обладать определенной резервирующей способностью. Для этой цели диаметры таких магистралей должны определяться, исходя из некоторого более низкого значения удельного линейного падения давления $R_{\text{л}}^{\text{Р}}$ по сравнению с $R_{\text{л}}$ для сети без резерва:

$$R_{\text{л}}^{\text{Р}} = k_{\text{Р}}^{\text{Р}} R_{\text{л}}, \quad (5.32)$$

где $k_{\text{Р}}^{\text{Р}}$ — коэффициент резервирования по удельному падению давления.

Из условия обеспечения при аварийном режиме расчетного расхода воды у всех тепловых потребителей коэффициент резервирования для двухтрубной тепловой сети с постоянным удельным линейным падением давления вдоль главной магистрали и одинаковой длиной всех секций вычисляется по формуле

$$k_{\text{Р}}^{\text{Р}} = n / (n + 2), \quad (5.33)$$

где n — число секций по трассе магистрали.

При выводе (5.32) не учитывалась возможность одновременной аварии на подающей и обратной линиях из-за малой вероятности такой ситуации. Падение давления в двух блокирующих перемычках (в начале и в конце участка), включаемых в работу при аварии, принято равным падению давления в одной секции магистрали при нормальном режиме.

Резервирующая способность может быть задана при проектировании и учтена с помощью коэффициента резервирования, отнесенного к другим расчетным параметрам, например к расходу теплоносителя или к диаметру участков магистрали, в виде

$$G^P = k_G^P G, \quad (5.34a)$$

или

$$d^P = k_d^P d, \quad (5.34б)$$

где G^P и d^P — расчетные расходы и диаметры участков магистрали, выбранные с учетом резервирования; G , d — те же параметры в сети без учета резервирования; k_G^P — коэффициент резервирования по расчетному расходу воды; k_d^P — коэффициент резервирования по расчетному диаметру магистрали:

$$k_G^P = \sqrt{(n+2)/n}; \quad (5.35a)$$

$$k_d^P = [(n+2)/n]^{0,19}. \quad (5.35б)$$

Подача и напоры сетевых насосов в источниках теплоты, а также мощность их приводных двигателей должны выбираться в рассматриваемых условиях по аварийному режиму.

На рис. 5.19 дана зависимость коэффициентов резервирования k_R^P , k_G^P , k_d^P от числа секций магистральной тепловой сети. Коэффициент резервирования по диаметру магистрали k_d^P , непосредственно влияющий на размер капиталовложений в тепловые сети, заметно уменьшается с увеличением числа секций магистралей от одной до пяти-шести. При дальнейшем увеличении числа секций значение k_d^P изменяется мало.

В то же время увеличение числа секций вызывает дополнительные начальные затраты на сооружение секционирующих камер и дублирующих

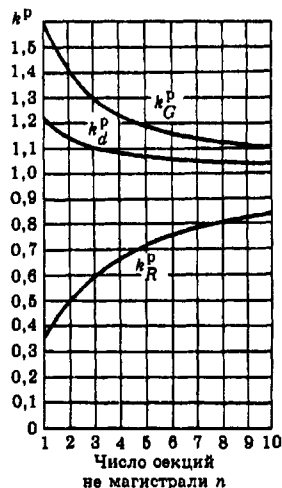


Рис. 5.19. Зависимость коэффициентов резервирования от числа секций магистральной сети

связей. Поэтому число секций больше пяти-шести, как правило, экономически не оправдано.

На рис. 5.18, б приведен пьезометрический график тепловой сети состоящей из двух сблокированных четырехсекционных магистралей А и В (см. рис. 5.18, а). Линия 1 — пьезометрический график тепловой сети, запроектированного без учета резервирования, при нормальной ее работе; линия 2 — то же, но с учетом резервирования ($k_R^P < 1$); линия 3 — график сети, запроектированного с учетом резервирования, но при аварийном выключении из работы секции IIIА.

Как видно из пьезометрического графика, при аварийном выключении участка IIIА в конечных точках магистрали поддерживаются располагаемые напоры, необходимые для нормальной работы абонентов. Без учета резервирования такие режимы реализовать невозможно. При учете резервирования повышается гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения, так как существенно возрастает располагаемый напор в конечных точках магистральной сети при нормальном режиме (более подробно см. § 6.4)

5.10. РАСЧЕТ ДЛИННЫХ ТРАНЗИТНЫХ ПАРО- И ГАЗОПРОВОДОВ

При транспорте упругой среды (газа или пара) по длинным трубопроводам происходит заметное падение давления вдоль трубопровода

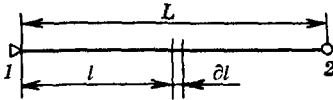


Рис. 5.20. Схема линии перегретого пара

В этих условиях удельное падение давления пара переменное, так как плотность среды, а следовательно, и ее скорость изменяются по длине трубопровода.

Рассмотрим, как изменяется давление среды по длине трубопровода. Пусть газ или пар движется по трубопроводу длиной L от точки 1 к точке 2 (рис. 5.20). Состояние среды в точке 1 определяется давлением p_1 , абсолютной температурой T_1 и плотностью ρ_1 .

Обозначим удельную линейную потерю давления в начале трубопровода через R_1 и долю местных потерь давления через α . Выделим в трубопроводе бесконечно малый участок длиной dl . Обозначим среднее давление среды на этом участке через p , температуру через T , плотность через ρ и падение давления через ∂p .

Так как удельное падение давления обратно пропорционально плотности среды (5.12), то падение давления на участке dl составит

$$-\partial p = R_1(1 + \alpha) \frac{\rho_1}{\rho} \partial l. \quad (5.36)$$

Знак минус в левой части (5.36) соответствует падению давления.

Принимая в первом приближении плотность среды прямо пропорциональной давлению и обратно пропорциональной абсолютной температуре, получаем

$$\frac{\rho_1}{\rho} = \frac{p_1}{p} \frac{T}{T_1}, \quad (5.37)$$

откуда

$$-\partial p = R_1(1 + \alpha) \frac{p_1}{p} \frac{T}{T_1} \partial l,$$

или

$$-p \partial p = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T}{T_1} \partial l. \quad (5.38)$$

Принтегрируем (5.38) в пределах изменения давления от p_2 до p_1 и длины трубопровода от L до 0

$$-\int_{p_1}^{p_2} p \partial p = \int_0^L R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T}{T_1} \partial l;$$

в результате получим

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T_{\text{ср}}}{T_1} L. \quad (5.39a)$$

После соответствующих преобразований выражение для конечного давления среды в трубопроводе принимает вид

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - \frac{2R_1(1 + \alpha)}{p_1} \frac{T_{\text{ср}}}{T_1} L}. \quad (5.40a)$$

По (5.40a) можно определить давление в конце паропровода длиной L по заданным параметрам пара p_1 , T_1 и удельному линейному падению давления R_1 в начале паропровода.

Поскольку $p_1 = p_2 \frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{T_1}{T_2}$ и $R_1 = R_2 \frac{\rho_2}{\rho_1}$, то выражение (5.39a) может быть представлено в следующей модификации:

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_2(1 + \alpha) p_2 \frac{T_{\text{ср}}}{T_1} L, \quad (5.39б)$$

где R_2 — удельное линейное падение давления в конце паропровода.

На основе (5.39б) выводится формула для определения давления пара в начале паропровода p_1 по заданным параметрам p_2 , T_2 и удельному линейному падению давления R_2 в конце паропровода:

$$p_1 = p_2 \sqrt{1 + \frac{2R_2(1 + \alpha)}{p_2} \frac{T_{\text{ср}}}{T_2} L}. \quad (5.40б)$$

Отношение $T_{\text{ср}}/T_1$ выбирается на основании данных теплового расчета трубопровода. При расчете трубопроводов насыщенного пара можно отношение $T_{\text{ср}}/T_1$ принимать равным единице.

Уравнение (5.39б) можно представить также в следующем виде:

$$\delta p_{\text{уп}} = R_1(1 + \alpha) \frac{p_1}{p_{\text{ср}}} \frac{T_{\text{ср}}}{T_1} L, \quad (5.41)$$

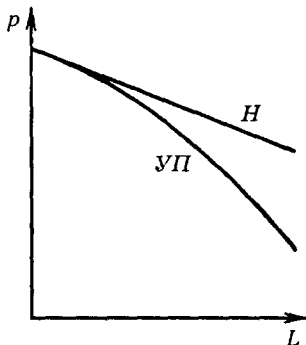


Рис. 5.21. Характер изменения давления вдоль трубопровода с неупругой H и упругой $УП$ средой

где $\delta p_{уп} = p_1 - p_2$ — падение давления упругой среды в трубопроводе; $p_{ср} = (p_1 + p_2)/2$ — среднее давление среды в трубопроводе; $T_{ср} = (T_1 + T_2)/2$ — средняя температура среды в трубопроводе.

Падение давления неупругой среды при тех же значениях R_1, α, L

$$\delta p_H = R_1(1 + \alpha)L. \quad (5.42)$$

Отношение падения давления упругой среды к падению давления неупругой среды при одних и тех же значениях R_1, α, L

$$\frac{\delta p_{уп}}{\delta p_H} = \frac{p_1}{p_{ср}} \frac{T_{ср}}{T_1}. \quad (5.43)$$

На рис. 5.21 показан характер изменения давления неупругой H и упругой $УП$ среды вдоль трубопровода. При движении неупругой среды $\delta p/l = \text{const}$, упругой $\delta p/l = \text{var}$.

Если заданы параметры транспортируемой среды p_1 и T_1 в начале трубопровода и давление p_2 в конце трубопровода, то на основе (5.40) легко определить удельное падение давления в начале трубопровода R_1 , по которому должен выбираться его диаметр

$$R_1 = \frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\delta p}{L(1 + \alpha)}. \quad (5.44)$$

Из совместного решения (5.24) и (5.37) можно получить выражение для расчета доли местных потерь давления в трубопроводах, транспортирующих упругие среды,

$$\alpha = 1,15 A \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\delta p}{L} \rho_1}}}, \quad (5.45)$$

где G — расход среды, кг/с; ρ_1 — плотность среды в начале напорного трубопровода, кг/м³; $p_1, \delta p$ — давление в начале трубопровода и перепад давлений в трубопроводе, Па.

Диаметр трубопровода определяется по (5.13) по заданному расходу G , удельному линейному падению давления в начале трубопровода R_1 , плотности среды в начале трубопровода ρ_1 .

Контрольные вопросы и задания

1. Из какого условия выбирается расстояние между секционирующими задвижками магистральных водяных тепловых сетей?
2. Какова основная цель блокировки смежных магистралей водяных тепловых сетей? Изобразите принципиальную схему такой блокировки. Почему блокируются трубопроводы только больших диаметров?
3. Напишите уравнение Бернулли для установившегося движения несжимаемой жидкости по участку трубопровода. Назовите значения и размерности членов этого уравнения.
4. Какая связь между напором и давлением? Какие размерности имеют эти параметры? Как они взаимно пересчитываются?
5. Напишите формулу Дарси для расчета удельного линейного падения давления в трубопроводе. Назовите значения и размерности членов этого уравнения.
6. Что такое эквивалентная относительная шероховатость стенки трубопровода?
7. Как определяется местное падение давления в трубопроводе? Почему эквивалентная длина местного сопротивления зависит от диаметра трубопровода? Из каких уравнений это следует?
8. Изложите основные требования к режиму давлений водяных тепловых сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения.

9. Какое преимущество имеет установление общей статической зоны для всей системы теплоснабжения? Всегда ли возможно такое решение? Чем ограничивается такая возможность?
10. На основе каких условий на пьезометрический график наносятся уровни допустимых максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной линий системы теплоснабжения?
11. Из каких условий выбираются схемы присоединения установок к водяным тепловым сетям?
12. Приведите исходные данные для гидравлического расчета разветвленной водяной тепловой сети. Какова последовательность отдельных расчетных операций?
13. Приведите исходные данные для гидравлического расчета разветвленной паровой сети. В чем состоит методика расчета?
14. По какому расходу воды выбираются диаметры тепловой сети в открытых системах теплоснабжения?
15. Как определяется рабочий напор сетевых насосов водяной тепловой сети? Из каких составляющих он состоит?
16. Как определяется рабочий напор подпиточных насосов в открытых системах теплоснабжения?
17. По какому расходу сетевой воды устанавливается проектная подача сетевых насосов? Какое допускается минимальное количество сетевых насосов на станции?
18. В чем состоит метод определения давления в конце длинного транзитного паропровода?

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

6.1. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ

Водяные системы теплоснабжения представляют собой сложные гидравлические системы, в которых работа отдельных звеньев находится во взаимной зависимости. Для правильного управления и регулирования необходимо знать гидравлические характеристики работающего оборудования — циркуляционных насосов и сети.

Гидравлический режим системы определяется точкой пересечения гидравлических характеристик насоса и сети. На рис. 6.1 кривая 1 — характеристика насоса; кривая 2 — характеристика тепловой сети; точка А — пересечение этих характеристик, определяет гидравлический режим системы; H — напор, развиваемый насосом, равный потере напора в замкнутой системе; V — объемная подача насоса, равная расходу воды в системе.

Гидравлической характеристикой насоса называется зависимость напора H или перепада давлений Δp , создаваемого насо-

сом, от объемной подачи насоса V . Характеристики насосов обычно определяются заводами-изготовителями или могут быть построены по данным испытания.

При постоянной частоте вращения рабочего колеса рабочий участок характеристики центробежного насоса может быть приближенно описан уравнением [39]

$$H = H_0 - s_0 V^2, \quad (6.1)$$

где H_0 — условный напор насоса при расходе $V = 0$; s_0 — условное внутреннее сопротивление насоса, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

В приложениях 12—13 приведены характеристики ряда сетевых насосов, применяемых в современных теплофикационных системах.

При постоянной частоте вращения мощность, потребляемая насосом,

$$N = N_n \left[x + \frac{V}{V_n} (1 - x) \right], \quad (6.2)$$

где V_n , N_n — подача и мощность насоса при номинальном режиме (при максимальном КПД); N — мощность насоса при подаче V ; $x = N_x / N_n$ — коэффициент холостого хода; N_x — мощность насоса при холостом ходе ($V = 0$).

Коэффициент холостого хода центробежных насосов находится в пределах $0,2 \leq x \leq 0,5$.

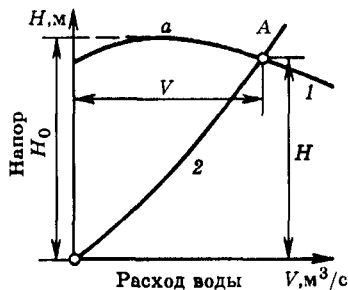


Рис. 6.1. Гидравлическая характеристика насоса и тепловой сети

Мощность, Вт, потребляемая насосом при номинальном режиме, определяется по формуле

$$N_n = V_n \Delta p_n / \eta_{н.у}, \quad (6.2 \text{ а})$$

где Δp_n — перепад давлений, развиваемый насосом при номинальном режиме, Па; V_n — подача насоса, м³/с; $\eta_{н.у}$ — КПД насосной установки (произведение КПД насоса η_n на КПД электродвигателя η_d).

При номинальном режиме в среднем $\eta_{н.у} = 0,7—0,8$. Так как потеря напора в тепловых сетях, как правило, подчиняется квадратичному закону, то характеристика тепловой сети представляет собой квадратичную параболу, описываемую уравнением

$$\Delta H = s_n V^2, \quad (6.3)$$

или

$$\Delta p = s V^2, \quad (6.4)$$

где ΔH — потеря напора, м; Δp — падение давления, Па; V — расход воды, м³/с; s_n — сопротивление сети, выраженное через единицы напора (потеря напора при $V = 1$), м · с²/м⁶; $s = s_n \rho g = s_n \gamma$ — сопротивление сети, выраженное через единицы давления (падение давления при $V = 1$), Па · с²/м⁶; ρ — плотность воды, кг/м³; $g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения; γ — удельный вес воды, Н/м³.

Из совместного решения (5.8), (5.10), (5.18), (5.22), (6.3) и (6.4) находим

$$s = A_R (l + l_3) \rho / d^{5,25}, \quad (6.5 \text{ а})$$

$$s_n = A_R (l + l_3) / g d^{5,25}, \quad (6.5 \text{ б})$$

где $A_R = 0,0894 k_3^{0,25}$, м^{0,25}.

Как видно из (6.5), сопротивление сети s зависит от ее геометрических размеров, абсолютной шероховатости внутренней поверхности трубопроводов, эквивалентной длины местных сопротивлений и плотности теплоносителя, но не зависит от расхода те-

плоносителя. Для данного состояния сети ее характеристика может быть построена по одному известному режиму. Для определения сопротивления s достаточно знать для одного какого-нибудь режима расход воды V и соответствующее этому расходу падение давления Δp .

Найденное сопротивление относится к температуре теплоносителя, имевшей место при данном режиме. При изменении температуры теплоносителя сопротивление сети, строго говоря, должно изменяться пропорционально его плотности: $s_1 / s_2 = \gamma_1 / \gamma_2 = \rho_1 / \rho_2$.

Однако если на основе режимных данных находить сопротивление при средней температуре теплоносителя, то в условиях работы водяных тепловых сетей можно не учитывать зависимость сопротивления от температуры воды, так как степень изменения плотности воды в пределах изменения температур, имеющих место в тепловой сети, незначительна.

Сопротивление s_n обычно используется при построении пьезометрических графиков. В отличие от сопротивления s сопротивление s_n не зависит от плотности теплоносителя.

При изменении частоты вращения центробежного насоса изменяется и его характеристика. Объемный расход (подача), напор и требуемая мощность насоса связаны следующей зависимостью с частотой его вращения:

$$n_1 / n_2 = V_1 / V_2 = \sqrt{H_1 / H_2} = \sqrt[3]{N_1 / N_2}, \quad (6.6)$$

где V_1, H_1, N_1 — подача, напор и мощность при частоте вращения n_1 ; V_2, H_2, N_2 — те же показатели при частоте вращения n_2 .

На рис. 6.2 приведена характеристика насоса при двух значениях частоты вращения n_1 и n_2 .

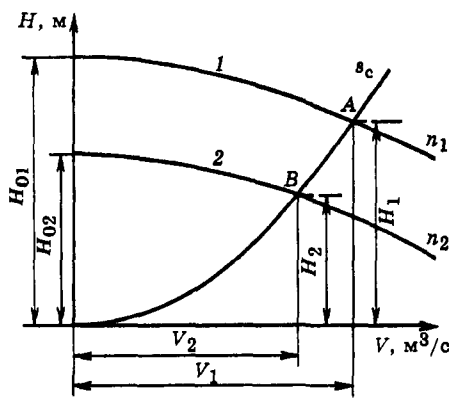


Рис. 6.2. Гидравлический режим системы при разнй частоте вращения насосов

Уравнение характеристики насоса при частоте вращения n_1 (кривая 1)

$$H = H_{01} - s_0 V_1^2.$$

При сопротивлении сети s_c рабочая точка насоса A находится из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети:

$$H_1 = H_{01} - s_0 V_1^2 = s_c V_1^2, \quad (6.7)$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= \sqrt{\frac{H_{01}}{s_0 + s_c}}; \\ H_1 &= s_c V_1^2 = \frac{s_c}{s_0 + s_c} H_{01}. \end{aligned} \right\} \quad (6.8a)$$

При изменении частоты вращения с n_1 до n_2 рабочая точка насоса перемещается из точки A в точку B . При частоте вращения n_2 условный напор, развиваемый насосом при нулевой подаче ($V = 0$),

$$H_{02} = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_{01}.$$

При этом уравнении характеристика насоса (кривая 2) принимает вид

$$H_2 = H_{02} - s_0 V_2^2 = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_{01} - s_0 V_2^2.$$

Из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети следует

$$\left. \begin{aligned} V_2 &= \sqrt{\frac{H_{02}}{s_0 + s_c}} = \frac{n_2}{n_1} \sqrt{\frac{H_{01}}{s_0 + s_c}}; \\ H_2 &= \frac{s_0}{s_0 + s_c} H_{02} = \frac{n_2^2}{n_1^2} \frac{s_0}{s_0 + s_c} H_{01}. \end{aligned} \right\} \quad (6.8b)$$

С увеличением сопротивления тепловой сети s_c возрастает напор, развиваемый насосом, и снижается его подача.

При $s_c = \infty$, $V = 0$ и $H = H_0$ характеристика насоса совпадает с осью ординат. При $s_c = 0$, $V = \sqrt{H_0/s_0}$ и $H = 0$ характеристика насоса совпадает с осью абсцисс. При $0 < s_c < \infty$,

$$\sqrt{H_0/s_0} > V > 0 \quad 0 < H < H_0.$$

Часто на станции работает совместно несколько насосов. Для определения режима их совместной работы необходимо построить суммарную характеристику. Порядок суммирования характеристик насосов зависит от способа их включения. Если насосы включены параллельно, то суммарная характеристика строится посредством сложения расходов (подач) при одних и тех же напорах. Например, если (рис. 6.3, а) AB — характеристика насоса 1, а AC — характеристика насоса 2, то суммарной характеристикой этих насосов служит кривая AD . Каждая абсцисса кривой AD равна сумме абсцисс кривых AB и AC . Например, $ab + ac = ad$.

Суммарная характеристика группы m параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H_{\text{пар}} = H_0 - s_0^{\text{пар}} (\Sigma V)^2, \quad (6.9a)$$

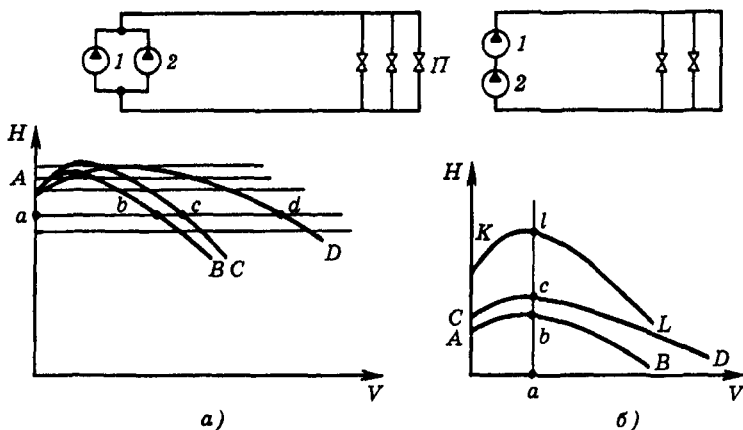


Рис. 6.3. Построение суммарной характеристики насосов
а — параллельно включенных, б — последовательно включенных

где $H_{\text{пар}}$ — напор насосной группы; $s_0^{\text{пар}}$ — условное внутреннее сопротивление насосной группы, $s_0^{\text{пар}} = s_0/m^2$; ΣV — суммарная объемная подача насосной группы.

Построение суммарной характеристики последовательно включенных насосов проводится путем сложения напоров при одних и тех же расходах. Например, если (рис. 6.3, б) AB — характеристика насоса 1, а CD — характеристика насоса 2, то суммарная характеристика обоих насосов изобразится кривой KL . Каждая ордината кривой KL равна сумме ординат кривых AB и CD . Например, $ab + ac = al$.

Суммарная характеристика группы m последовательно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H_{\text{нос}} = n(H_0 - s_0 V^2). \quad (6.96)$$

Степень изменения подачи при параллельном включении насосов зависит от вида характеристики сети. Чем более пологий вид имеет характеристика сети, т.е. чем меньше s_c , тем эффективнее параллельное включение насосов. Чем круче характеристика сети, т.е. чем больше s_c , тем меньший эффект дает параллельное включение.

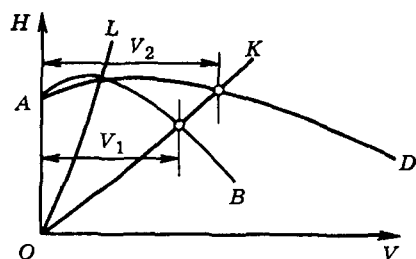


Рис. 6.4. Изменение расхода воды в сети при параллельном включении насосов

На рис. 6.4 приведена суммарная характеристика двух параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики: AB — характеристика одного насоса, AD — суммарная характеристика двух насосов. Если характеристика сети имеет вид представленной на рисунке линией OK , то при работе одного насоса в сеть подается объем V_1 воды, а при работе двух насосов — объем V_2 . Таким образом, два насоса подают больше воды, чем один. Если характеристика сети имеет вид OL , то подача воды остается одной и той же как при одном, так и при двух насосах.

При проектировании насосных установок, состоящих из нескольких параллельно работающих насосов, следует выбирать все насосы с одинаковыми характеристиками, а расчетную подачу каждого из них прини-

мать равной суммарному расходу воды, деленному на число работающих насосов, не считая резервных.

Подача насосов при последовательном включении также зависит от вида характеристики сети. Чем круче характеристика сети, т.е. чем больше s_c , тем эффективнее последовательное включение.

Определение суммарной характеристики сети может быть проведено как графическим, так и аналитическим методом. Метод графического сложения характеристик участков сети аналогичен графическому суммированию характеристик насосов. Практически более удобно проводить суммирование характеристик участков сети аналитически. При этом пользуются следующим правилом, вытекающим из квадратичной зависимости между потерей давления и расходом воды: суммарное сопротивление равно арифметической сумме сопротивлений, последовательно включенных участков.

Пусть (рис. 6.5, а) s_1, s_2 и s_3 — сопротивления трех последовательных участков сети. Суммарное сопротивление этих участков

$$s = s_1 + s_2 + s_3. \quad (6.10)$$

Если участки соединены параллельно, то для суммирования характеристик удобно пользоваться другим гидравлическим показателем — проводимостью, под которой понимается величина, обратная корню квадратному из сопротивления:

$$a = 1/\sqrt{s} = V/\sqrt{\Delta p}. \quad (6.11a)$$

Пусть (рис. 6.5, б) a_1, a_2, a_3 — проводимости трех параллельно соединенных уча-

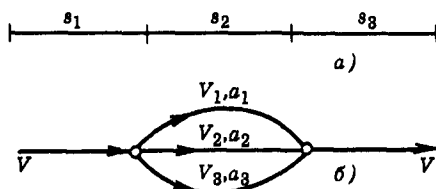


Рис. 6.5. Последовательное (а) и параллельное (б) соединение участков тепловой сети

тков сети. Суммарная проводимость этих участков равна их арифметической сумме

$$a = a_1 + a_2 + a_3. \quad (6.11б)$$

Таким образом, суммирование характеристик участков тепловой сети выполняется по следующему правилу: при последовательном соединении складываются сопротивления, при параллельном — проводимости.

Приведенный на рис. 6.3 метод построения суммарной характеристики параллельно работающих насосов справедлив только в том случае, когда эти насосы расположены в одном и том же узле, т.е. подключены к одним и тем же подающим и обратным коллекторам. Если же параллельно работающие насосы расположены в разных узлах системы теплоснабжения, то для построения их суммарной характеристики необходимо предварительно привести характеристики этих насосов или насосных установок к одному общему узлу.

Метод приведения характеристик насосов к заданному узлу системы заключается в алгебраическом сложении напоров насосов с потерей напора в линии, соединяющей насос с заданным узлом.

На рис. 6.6, а показана схема тепловой сети с двумя параллельно работающими насосными установками А и Б, подающими воду в район теплоснабжения, условно показанный в виде одного потребителя теплоты П.

От насоса А вода поступает в район теплоснабжения по участку магистральной тепловой сети С. Для построения суммарной характеристики двух насосных установок необходимо предварительно привести характеристику насоса А из узла 1-1, где он установлен, в узел 2-2, где установлен насос Б. Такое приведение показано на рис. 6.6, б и в. На приведенной характеристике насоса А₂ напоры при любом расходе воды равны разности действительных напоров, развиваемых этим насосом, описываемых характеристикой А₁, и потери напора в сети на участке С.

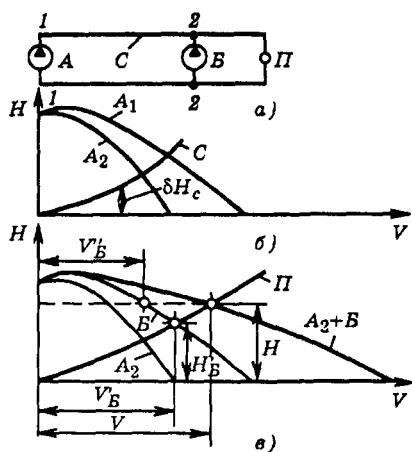


Рис. 6.6. Построение гидравлической характеристики системы с насосными установками, включенными в разных узлах

а — принципиальная схема; б — приведение характеристики насоса А к узлу 2-2; в — определение расходов воды и напоров при параллельной работе насосов

После приведения характеристик насосов А и Б к одному и тому же общему узлу 2-2 они складываются по обычному методу сложения характеристик параллельно работающих насосов, приведенному на рис. 6.3, а. На рис. 6.6, в показаны приведенная характеристика насоса А (A_2), характеристика насоса Б, их суммарная характеристика ($A_2 + Б$) и характеристика системы потребителя П. Как видно из рисунка, при работе только одного насоса Б напор в узле 2-2 равен $H'_Б$, расход воды $V'_Б$. При подключении второго насоса А напор в узле 2-2 возрастает до $H > H'_Б$, а суммарный расход воды насосной установки увеличивается до $V > V'_Б$. Однако непосредственная подача насоса Б уменьшается при этом до $V''_Б < V'_Б$.

На рис. 6.7 приведены характеристики насосов I и II, их суммарная характеристика (I + II) и характеристика сети П, на которую они работают.

При работе только одного насоса I на сеть II развиваемый напор равен H_1 и подача воды в сеть V_1 . Аналогично при работе

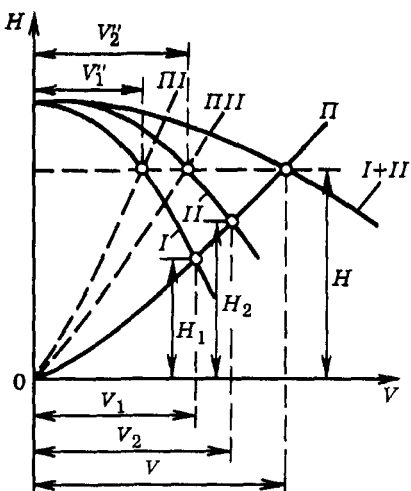


Рис. 6.7. Параллельная работа двух насосов I и II на общую систему П

одного насоса II на сеть П развиваемый напор равен H_2 и подача воды V_2 . При одновременной работе обоих насосов на сеть П развиваемый напор равен H , а подача воды в сеть равна V . При этом подача каждого из насосов при их параллельной работе меньше, чем при раздельной работе на ту же сеть. Так, при параллельной работе подача насоса I $V'_1 < V_1$, а подача насоса II $V'_2 < V_2$.

Характеристику сети П при параллельной работе двух насосов можно условно представить как суммарную характеристику двух параллельно включенных сетей ПI и ПII. Сопротивление каждой сети и больше суммарного сопротивления s сети П.

Сопротивление сети ПI $s_1 = H / (\varphi_1^2 V^2) > H / V^2 = s$; сопротивление сети ПII $s_{II} = H / (\varphi_2^2 V^2) > H / V^2 = s$, где φ — долевые расходы потоков; $\varphi_1 = V'_1 / V$; $\varphi_2 = V'_2 / V$.

Из приведенных соотношений следует, что

$$s_1 \varphi_1^2 = s_{II} \varphi_2^2 = H / V^2 = s.$$

Это уравнение можно представить также в другом виде:

$$s_1 = s / \varphi_1^2; s_{II} = s / \varphi_2^2; s_n = s / \varphi_n^2. \quad (6.12)$$

Таким образом, при одновременном поступлении в систему нескольких потоков воды гидравлическое сопротивление, испытываемое каждым потоком, равно сопротивлению системы, деленному на квадрат долевого расхода данного потока.

6.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ

Одно из важных условий нормальной работы систем теплоснабжения заключается в обеспечении в тепловой сети перед групповыми или местными тепловыми пунктами (ГТП или МТП) располагаемых напоров, достаточных для подачи в абонентские установки расходов воды, соответствующих их тепловой нагрузке.

Задача расчета гидравлического режима сети заключается в определении расходов сетевой воды у абонентов и на отдельных участках сети, а также давлений (напоров) и располагаемых перепадов давлений (напоров) в узловых точках сети, на групповых и местных тепловых пунктах (абонентских вводах) при заданном режиме работы сети.

Заданными обычно являются схема тепловой сети, сопротивления s всех ее участков, давления (напоры) на подающем и обратном коллекторах ТЭЦ или располагаемый перепад давлений (напоров) на коллекторах ТЭЦ и давление (напор) в нейтральной точке сети. При наличии на абонентских вводах авторегуляторов известны также расходы сетевой воды у абонентов, поскольку эти расходы поддерживаются с помощью авторегуляторов на заданном уровне. В этом случае по известным расходам сетевой воды у абонентов находят расходы воды на всех участках тепловой сети, а затем потери давления (напора) на всех участках сети по (6.3) и (6.4) и строят пьезометрический график, по которому определяют давления (напоры) в узловых точках тепловой сети и на абонентских вводах.

При отсутствии в ГТП или на МТП авторегуляторов расход сетевой воды у абонен-

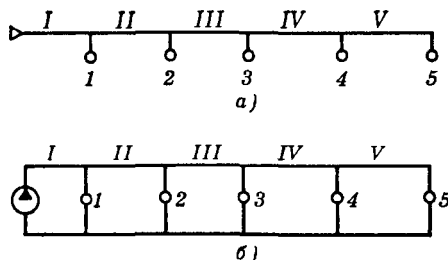


Рис. 6.8. Схема тепловой сети

а — однолинейное изображение; б — двухлинейное изображение

тов заранее неизвестен и определение их является одной из основных задач расчета гидравлического режима тепловой сети. Для решения этой задачи необходимо знать кроме сопротивлений всех участков тепловой сети также и сопротивления всех МТП и абонентских установок. Рассмотрим метод расчета расхода воды у абонентов тепловой сети при отсутствии авторегуляторов на абонентских вводах.

На рис. 6.8 приведена схема тепловой сети в однолинейном и двухлинейном изображениях. Примем следующую систему обозначений. Нумерация участков сети и абонентов начинается от станции. Участки магистрали нумеруются римскими цифрами, а ответвления к абонентам и абоненты — арабскими.

Суммарный расход воды в сети обозначим буквой V без индекса. Расход воды через абонентскую систему — буквой V с индексом, равным номеру абонента. Например, V_m — расход воды через абонентскую систему m .

Относительный расход воды через абонентскую систему, т.е. отношение расхода через абонентскую систему к суммарному расходу воды в сети, обозначим $\bar{V}$ с индексом. Например, относительный расход воды у абонента $\bar{V}_m = V_m / V$.

Расход воды у абонента I может быть найден из уравнения

$$s_1 V_1^2 = s_{1.5} V^2, \quad (6.13)$$

где s_1 — сопротивление абонентской установки 1, включая ответвление; s_{1-5} — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентскими системами от абонента 1 до абонента 5 включительно.

Из (6.13)

$$\bar{V}_1 = \frac{V_1}{V} = \sqrt{\frac{s_{1-5}}{1} \frac{1}{s_1}}. \quad (6.14)$$

Найдем расход воды через абонентскую установку 2, для которой справедливо следующее уравнение:

$$s_2 V_2^2 = s_{2-5} (V - V_1)^2, \quad (6.15)$$

где s_2 — сопротивление абонентской установки 2, включая ответвления; s_{2-5} — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентскими системами от абонента 2 до абонента 5 включительно.

Разность расходов $V - V_1$ можно определить из следующего уравнения:

$$s_{II-5} (V - V_1)^2 = s_{1-5} V^2, \quad (6.16)$$

где $s_{II-5} = s_{II} + s_{2-5}$; s_{II} — сопротивление участка магистрали II, откуда

$$(V - V_1)^2 = \frac{s_{1-5}}{s_{II-5}} V^2. \quad (6.17)$$

Из (6.15) и (6.17)

$$\bar{V}_2 = \frac{V_2}{V} = \sqrt{\frac{s_{1-5}}{1} \frac{s_{2-5}}{s_{II-5}} \frac{1}{s_2}}. \quad (6.18)$$

Аналогично находят относительный расход воды через абонентскую установку 3:

$$\bar{V}_3 = \sqrt{\frac{s_{1-5}}{1} \frac{s_{2-5}}{s_{II-5}} \frac{s_{3-5}}{s_{III-5}} \frac{1}{s_3}}, \quad (6.19)$$

где s_{3-5} — сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями от абонента 3 до последнего абонента 5 включительно; $s_{III-5} = s_{III} + s_{3-5}$; s_{III} — сопротивление участка магистрали III.

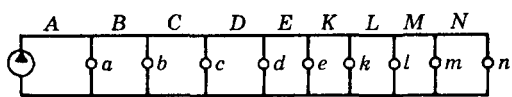


Рис. 6.9. Схема тепловой сети

Если к тепловой сети присоединено n абонентов (рис. 6.9), то относительный расход воды через систему любого абонента m

$$\bar{V}_m = \sqrt{\frac{s_{a-n}}{1} \frac{s_{b-n}}{s_{B-n}} \frac{s_{c-n}}{s_{C-n}} \dots \frac{s_{m-n}}{s_{M-n}} \frac{1}{s_m}}. \quad (6.20)$$

По (6.20) можно найти расход воды через любую абонентскую систему, если известны суммарный расход воды и сопротивления участков сети. Из (6.20) следует:

1. Относительный расход воды через абонентскую систему зависит только от сопротивления сети и абонентских установок и не зависит от абсолютного расхода воды в сети.

2. Если к сети присоединено n абонентов, то отношение расходов воды через абонентские установки d и m , где $d < m$, зависит только от сопротивления системы, начиная от узла d до конца сети, и не зависит от сопротивления сети до узла d :

$$\frac{V_m}{V_d} = \sqrt{\frac{s_{en}}{s_{En}} \frac{s_{kn}}{s_{Kn}} \frac{s_{ln}}{s_{Ln}} \frac{s_{m-n}}{s_{Mn}} \frac{s_d}{s_m}}. \quad (6.21)$$

При изменении сопротивления на каком-либо участке тепловой сети у всех абонентов, расположенных между этим участком и концевой точкой сети, расход воды изменяется пропорционально. В той части сети, где расход меняется пропорционально, достаточно определить степень изменения расхода ϕ только у одного абонента.

Если в тепловой сети работают насосные подстанции, то при расчете гидравлического режима частное от деления напора насоса на квадрат расхода воды через насос учитывают как отрицательное сопротивление насоса:

$$s_{н.п} = -H_{н.п} / V_{н.п}^2, \quad (6.22)$$

где $H_{нп}$ и $V_{нп}$ — напор насосной подстанции, м, и расход воды через нее, $\text{м}^3/\text{с}$.

Суммарный расход воды в тепловой сети (см. рис. 6.9)

$$V = \sqrt{H/s_{An}}, \quad (6.23)$$

где H — напор на коллекторах ТЭЦ, м; s_{An} — суммарное сопротивление тепловой сети, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$; $s_{An} = s_A + s_{an}$.

По известным расходам сетевой воды на участках сети и известным сопротивлениям этих участков строят пьезометрический график, по которому определяют напоры (давления) в узловых точках сети и на абонентских вводах.

Характер ожидаемой разрегулировки при любых переключениях в тепловой сети легко установить на основе общей зависимости расходов воды от сопротивлений отдельных элементов тепловой сети по (6.20) и (6.21).

Расчет необходим только для выявления количественных значений разрегулировки. Так, если от тепловой сети (рис. 6.10, а) отключится какой-либо абонент x , то суммарное сопротивление сети увеличится, при этом, как видно из (6.23), суммарный расход воды в сети уменьшится. Вследствие уменьшения расхода воды в тепловой сети уменьшится потеря напора в ее магистралях на участке между станцией и точкой

присоединения абонента x , пьезометрический график этого участка магистрали будет более пологим (штриховые линии на рис. 6.10, а).

Так как в точке x магистральной тепловой сети увеличится располагаемый напор, то увеличится расход воды в сети на участке между точкой x и конечным абонентом, в результате чего пьезометрический график этого участка будет более крутым.

Как следует из (6.21), у всех абонентов, расположенных между точкой x и конечной точкой сети, произойдет пропорциональная разрегулировка, т.е. степень изменения расхода воды у всех абонентов будет одинакова ($\varphi = \text{idem}$):

$$\varphi = V_n/V_d, \quad (6.24)$$

где V_n — расход воды у абонентов после отключения абонента в точке x тепловой сети; V_d — расход воды у абонентов до отключения абонента в точке x .

У всех абонентов, расположенных между станцией и точкой x , произойдет непропорциональная разрегулировка, т.е. степень изменения расхода воды φ будет различной у разных абонентов. Минимальное значение $\varphi = 1$ будет иметь место у абонента, расположенного непосредственно вблизи станции. Максимальное значение $\varphi > 1$ будет иметь место у всех абонентов, присоединенных к сети в точке x и после точки x по ходу теплоносителя от ТЭЦ.

Если на станции изменяется располагаемый напор, а сопротивление сети s остается неизменным (см. рис. 6.10, б), то, как видно из (6.23), суммарный расход воды в тепловой сети, а также расходы воды у всех абонентов изменяются пропорционально корню квадратному из располагаемого напора на станции.

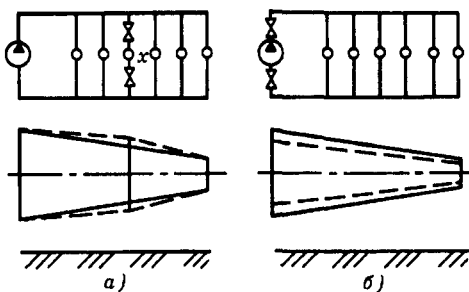


Рис. 6.10. Изменение пьезометрического графика двухтрубной водяной тепловой сети

а — при отключении абонента, б — при изменении напора на станции

6.3. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

На групповых и местных тепловых пунктах (подстанциях) регулирование расхода теплоносителя проводится автоматически.

Для получения плавного регулирования необходимо, чтобы перемещение штока регулирующего органа вызывало равномерное изменение расхода теплоносителя.

Рассмотрим, от каких факторов зависит характеристика регулирующих органов. Установим закон изменения расхода теплоносителя от степени открытия регулирующего органа. На рис. 6.11 показана схема движения теплоносителя через абонентскую установку А.

В тепловых сетях полные напоры H_1 и H_2 в магистральных сетях могут практически приниматься постоянными независимо от положения регулирующего клапана у отдельных абонентов.

Расход теплоносителя через абонентскую установку при полном открытии клапана K может быть представлен выражением

$$V' = \sqrt{\frac{H_1 - H_2}{s_a + s'_k}}, \quad (6.25a)$$

где s_a — сопротивление абонентской установки А; s'_k — сопротивление регулирующего клапана K при полном открытии.

При частичном прикрытии клапана K расход воды в местной системе изменится и составит

$$V = \sqrt{\frac{H_1 - H_2}{s_a + s_k}}, \quad (6.25b)$$

где s_k — новое сопротивление клапана (более высокое).

С помощью (6.25) можно найти степень изменения расхода воды при прикрытии регулирующего клапана

$$\frac{V}{V'} = \sqrt{\frac{s_a/s'_k + 1}{s_a/s'_k + s_k/s'_k}}. \quad (6.26)$$

Как видно из (6.26), изменение расхода воды при местном регулировании зависит от двух величин:

1) отношения сопротивления местной системы к сопротивлению регулирующего клапана при полном его открытии s_a/s'_k ;

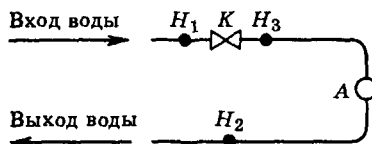


Рис. 6.11. Схема движения теплоносителя

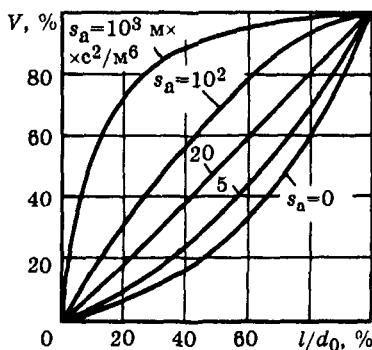


Рис. 6.12. Зависимость расхода воды от степени открытия задвижки диаметром 50 мм

2) характера изменения сопротивления регулирующего органа от хода штока s_k/s'_k .

На рис. 6.12 показана зависимость расхода воды через абонентскую установку от степени открытия параллельной задвижки диаметром 50 мм при различных сопротивлениях абонентской установки s_a [67]. При большом сопротивлении абонентской установки ($s_a = 10^3 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$) степень открытия задвижки оказывает влияние на расход воды практически только на 40 % хода задвижки ($0 < l/d_0 < 0,4$). При уменьшении сопротивления абонентской установки увеличивается длина хода, на которой открытие задвижки изменяет расход воды через абонентскую установку.

При $s_a = 20 \text{ м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ расход воды изменяется практически линейно, прямо пропорционально степени открытия задвижки l/d_0 . При дальнейшем снижении сопротивления абонентской установки ($s_a \rightarrow 0$) расход воды зависит практически только от изменения сопротивления клапана.

При $s_a = 0$

$$\frac{V}{V'} = \sqrt{\frac{s'_k}{s_k}}, \quad (6.27)$$

т.е. степень изменения расхода воды зависит только от сопротивления регулирующего органа.

Для уменьшения отношения s_a/s'_k регулирующие клапаны следует выбирать с повышенным гидравлическим сопротивлением, гася в них весь избыточный перепад давлений, имеющийся на абонентском вводе.

6.4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

Влияние переменного расхода воды в тепловой сети на гидравлический режим неавтоматизированных местных систем может быть значительно уменьшено при повышении гидравлической устойчивости системы.

Под гидравлической устойчивостью понимается способность системы поддерживать заданный гидравлический режим. Чем устойчивее система, тем меньше влияние гидравлического режима всей системы на гидравлический режим отдельных абонентских установок. При питании от общей тепловой сети разнородных тепловых потребителей невозможно без авторегулирования абонентских вводов добиться высокой гидравлической устойчивости системы. Однако путем правильной регулировки системы можно значительно увеличить ее гидравлическую устойчивость.

Количественная оценка гидравлической устойчивости абонентских установок проводится по коэффициенту гидравлической устойчивости, равному отношению расчетного расхода сетевой воды через абонентскую установку к максимально возможному расходу через эту установку в условиях работы данной системы централизованного теплоснабжения.

Коэффициент гидравлической устойчивости абонентских установок, оснащенных авторегуляторами, практически равен единице, так как действительный расход сетевой воды через такие установки при всех режимах равен или близок к расчетному.

При отсутствии на ГТП или МТП (абонентских вводах) авторегуляторов коэффициенты гидравлической устойчивости абонентских установок значительно отличаются

от единицы. Максимальная разрегулировка возникает при наибольшем отклонении действительного располагаемого напора в тепловой сети перед абонентской установкой от расчетного значения. При отключении части абонентов от тепловой сети уменьшаются расход воды и потери напора в сети, а располагаемый напор на работающих абонентских вводах возрастает. В пределе, когда потери напора в тепловой сети делаются незначительными по сравнению с располагаемым напором на коллекторах станции, располагаемый напор на абонентских вводах приближается по значению к располагаемому напору на станции и степень изменения расхода в абонентских системах достигает максимального значения.

Учитывая квадратичную зависимость между расходом воды и потерей напора, можно написать следующее приближенное выражение для коэффициента гидравлической устойчивости абонентской установки при отсутствии авторегулирования на абонентском вводе:

$$Y = \frac{V_p}{V_{\max}} = \sqrt{\frac{\Delta H_a}{H_{\text{ст}}}} = \sqrt{\frac{\Delta H_a}{\Delta H_a + H_c}} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\Delta H_c}{\Delta H_a}}}, \quad (6.28a)$$

где ΔH_a — располагаемый напор на абонентском вводе при расчетном расходе воды; ΔH_c — потеря напора в тепловой сети при расчетном расходе воды; $H_{\text{ст}}$ — располагаемый напор на станции: $H_{\text{ст}} = \Delta H_a + \Delta H_c$.

Уравнение (6.28a) показывает, что гидравлическая устойчивость абонентских систем тем больше, чем меньше потеря напора в тепловой сети ΔH_c и чем больше потеря напора на абонентском вводе ΔH_a . Для повышения гидравлической устойчивости системы следует все избытки напора, имеющиеся в сети, поглощать при помощи

сопротивлений (сопл элеваторов, шайб) и регулирующих клапанов на абонентских вводах или у теплопотребляющих приборов абонентов.

Основной путь повышения гидравлической устойчивости заключается в снижении потери напора в магистральной тепловой сети ΔH_c . Для этого необходимо увеличивать диаметры магистральных тепловых сетей, что, естественно, связано с увеличением начальных затрат на их сооружение. Более подробно см. § 12.5.

Формула (6.28а) дает приближенное, несколько заниженное значение коэффициента гидравлической устойчивости абонента, так как при отключении от тепловой сети всех абонентов, кроме одного, для которого определяется Y , фактический располагаемый напор на вводе у этого абонента $H_a^\Phi < H_{ст}$ из-за гидравлических потерь в магистральной тепловой сети. Поэтому

$$Y = \sqrt{\frac{H_a}{H_a^\Phi}} > \sqrt{\frac{H_a}{H_{ст}}}$$

Более точное значение коэффициента гидравлической устойчивости абонентских вводов определяется по предложенной автором формуле на основе уравнения потокораспределения (6.20):

$$Y = \bar{V}_a^P \sqrt{\frac{s_c^Y}{s_c^P}}, \quad (6.28б)$$

где $\bar{V}_a^P$ — относительный расход сетевой воды через данную абонентскую установку при расчетном режиме [см. (6.20)]; s_c^P — гидравлическое сопротивление системы теплоснабжения при расчетном режиме; s_c^Y — гидравлическое сопротивление системы теплоснабжения при отключении всех абонентских установок, кроме данной.

Для данной системы теплоснабжения $s_c^P = \text{const}$. Для каждой абонентской установки

в этой системе $\bar{V}_a^P = \text{const}$. Таким образом, различие в значениях коэффициента гидравлической устойчивости разных абонентских установок определяется только сопротивлением s_c^Y .

Чем ближе к станции место присоединения абонентской установки к магистральной тепловой сети, тем больше s_c^Y , соответственно больше Y .

Коэффициент гидравлической устойчивости характеризует начальную регулировку системы теплоснабжения.

Стабильность гидравлического режима системы зависит не только от ее начальной регулировки, но и от режима расхода воды у отдельных групп абонентов.

Для стабилизации гидравлического режима целесообразно искусственно выравнивать тепловую нагрузку абонентов с резкопеременным расходом теплоты, например с помощью тепловых аккумуляторов, или же применять схемы присоединений, локализуя переменные гидравлические режимы в пределах установок, где они возникают, не передавая эти режимы на систему теплоснабжения в целом.

По таким «локализирующим» схемам (рис. 6.13) целесообразно присоединять к водяным сетям современные тепличные комбинаты (ТК), режим теплового потребления которых из-за низкой аккумулирующей способности их наружных ограждений резко отличается от режима большинства абонентов района. По этой схеме сетевая вода для теплоснабжения ТК отводится и вновь возвращается практически в ту же точку подающей магистрали тепловой сети,

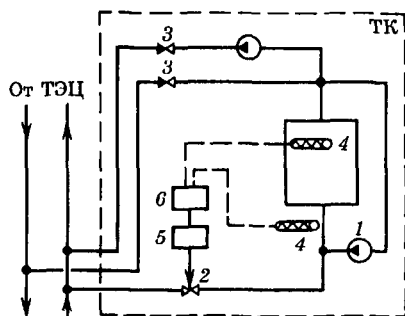


Рис. 6.13. Принципиальная схема присоединения тепличного комбината к тепловым сетям
1 — насос; 2 — регулирующий орган; 3 — обратный затвор; 4 — датчик температуры; 5 — исполнительный механизм; 6 — управляющий прибор

поэтому резкопеременный расход воды на ТК не влияет на гидравлический режим работы системы теплоснабжения в целом [6, 110].

Для обеспечения надежной работы тепловых сетей и местных систем необходимо ограничить возможные в условиях эксплуатации изменения давлений в тепловой сети допустимыми пределами. Для этой цели в одной из точек тепловой сети, а при сложных профилях местности в нескольких точках [10] искусственно изменяют давление по определенному закону в зависимости от расхода воды в сети. Эти точки называются *точками регулируемого давления*. В частном случае, когда давление в этих точках поддерживается постоянным как при работе сети, так и в статическом состоянии, они называются *нейтральными точками*. Нейтральную точку обычно размещают на перемычке, соединяющей нагнетательный коллектор сетевых насосов со всасывающим коллектором, используя давление в нейтральной точке в качестве импульса, регулирующего расход подпитки в тепловую сеть.

На рис. 6.14, а приведена принципиальная схема подпиточно-дренажного устройства с регуляторами, управляемыми от нейтральной точки O , расположенной на перемычке 4 сетевого насоса. Степень открытия клапанов 2 и 3 устанавливается мембранными приво-

дами. При увеличении утечки воды из тепловой сети снижается давление в нейтральной точке, что приводит к снижению давления на мембранный привод клапана 2, он открывается, и подкачка воды подпиточным насосом в тепловую сеть возрастает. Повышенная подкачка воды в тепловую сеть приводит к восстановлению давления в нейтральной точке. При повышении давления в нейтральной точке возрастает давление на мембранный привод клапана 2 и он прикрывается. В связи с этим уменьшается подкачка воды в тепловую сеть, что должно привести к восстановлению давления в нейтральной точке. Если при полном закрытии клапана 2 давление в нейтральной точке продолжает возрастать, то происходит открытие дренажного клапана 3, часть воды из тепловой сети сливается в дренаж. Клапан 3 остается открытым до тех пор, пока давление в нейтральной точке не восстановится.

На рис. 6.14, б приведен пьезометрический график такой системы. Здесь $ABCD$ и $AKLD$ — пьезометрические графики магистральной тепловой сети; AOD — пьезометрический график перемычки; O — нейтральная точка на перемычке. Во время работы в перемычке происходит непрерывная циркуляция воды по направлению от нагнетательного патрубка насоса к нейтральной

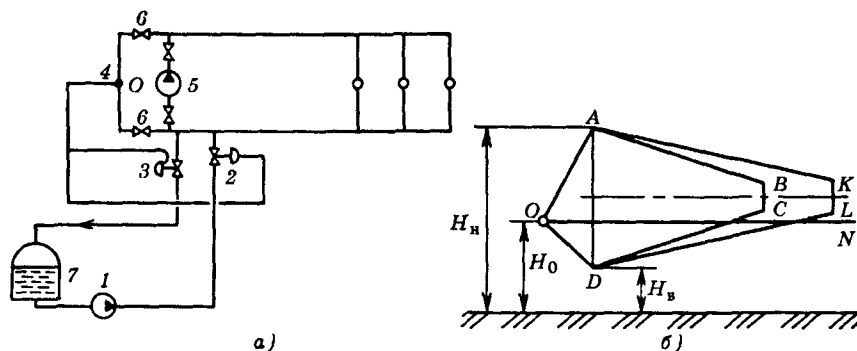


Рис. 6.14. Принципиальная схема подпиточно-дренажного устройства (а) и пьезометрический график (б)

1 — подпиточный насос; 2 — подпиточный клапан; 3 — дренажный клапан; 4 — перемычка; 5 — сетевой насос; 6 — регулировочные краны; 7 — бак подпиточной воды

точке O и от нейтральной точки к всасывающему патрубку.

Изменяя степень открытия регулировочных кранов $б$ на перемычке 4 (см. рис. 6.14, a), можно устанавливать любой фиксируемый напор в нейтральной точке или статический напор в системе теплоснабжения.

Фиксация давления в отдельных точках системы централизованного теплоснабжения может осуществляться также с помощью расширителей и гидрофоров. Расширитель представляет собой открытый сосуд, установленный на высоте, равной фиксируемому напору. Гидрофор представляет собой закрытый сосуд, в котором вода находится под постоянным напором (давлением) газовой или паровой подушки, равным фиксируемому напору. Постоянное давление над поверхностью воды в гидрофоре создается с помощью специального газового компрессора или от парового источника. При уменьшении давления в тепловой сети вода из расширителя или гидрофора поступает в тепловую сеть и компенсирует утечку воды или уменьшение ее объема в системе, вызванное понижением ее средней температуры.

В крупных системах централизованного теплоснабжения расширители и гидрофоры, как правило, не применяются из-за их меньшей маневренности и большей начальной стоимости, вызываемой большими габаритами и более сложной компоновкой по сравнению с насосными подпиточными устройствами.

Расширители и гидрофоры применяются довольно широко в небольших системах централизованного теплоснабжения, например квартальных котельных, а также в системах теплоснабжения микрорайонов и отдельных зданий, присоединяемых к крупным системам централизованного теплоснабжения по независимой схеме, т.е. через поверхностные водо-водяные или пароводяные подогреватели.

В последние годы гидрофоры находят применение в ядерных источниках теплоснабжения в качестве так называемых компенсаторов объема для фиксации статического давления в промежуточном контуре этих установок [10].

6.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ

Основная особенность гидравлического режима открытых систем теплоснабжения заключается в том, что при водоразборе расход воды в обратном трубопроводе тепловой сети меньше расхода в подающем трубопроводе. Разность расходов воды в подающем и обратном трубопроводах равна водоразбору плюс утечки из системы.

На рис. 6.15 показан пьезометрический график открытой системы теплоснабжения, в которой абонентские вводы оснащены автоматикой и работают по принципу связанного регулирования (см. рис. 3.10, $з$). В рассматриваемой системе пьезометрический график подающей линии тепловой сети сохраняется неизменным при любом водоразборе, так как расход воды в подающей линии тепловой сети поддерживается постоянным с помощью регуляторов расхода, установленных на абонентских вводах.

Положение пьезометрического графика обратной линии тепловой сети зависит от

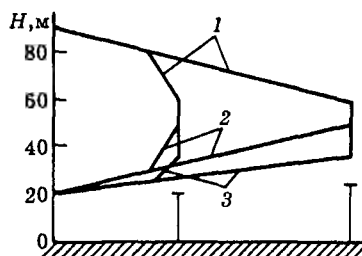


Рис. 6.15. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения со связанным автоматическим регулированием на абонентских вводах (см. рис. 3.10, $з$)

1 — подающая линия; 2 — обратная линия при отсутствии водоразбора ($V_r = 0$); 3 — обратная линия при водоразборе, равном 30 % расхода воды в подающей линии

водоразбора. С увеличением водоразбора уменьшается расход воды по обратной линии и пьезометрический график обратной линии становится более пологим. Когда водоразбор равен расходу воды в подающей линии тепловой сети, расход воды в обратной линии равен нулю, пьезометрический график обратной линии принимает вид горизонтальной прямой. При одинаковых диаметрах подающей и обратной линий тепловой сети и отсутствии водоразбора пьезометрические графики этих линий располагаются симметрично.

Часто в открытых системах теплоснабжения вместо регулятора расхода устанавливаются постоянные сопротивления (ПС) — дросселирующие вставки на подающей и обратной линиях сети перед узлом водоразбора (см. рис. 3.10, и). В таких сетях изменение водоразбора или перераспределение водоразбора между подающей и обратной линиями вызывает изменение расходов воды не только в обратной, но и в подающей линии тепловой сети. В этих условиях осуществлять центральное регулирование отопительной нагрузки можно только в том случае, если степень изменения расхода воды через отопительные системы ϕ (6.24) одинакова у всех абонентов.

Теоретические исследования гидравлического режима открытых систем теплоснабжения, проведенные С.А. Чистовичем [143], показывают, что для выполнения этого условия начальная регулировка сети при выключенном водоразборе должна проводиться по принципу так называемой «горизонтальной дорожки», т.е. так, чтобы при чисто отопительной нагрузке сети на всех абонентских вводах были одинаковые полные напоры в подающей линии перед элеваторами и одинаковые полные напоры в обратной линии после отопительных установок (см. рис. 4.26 и 4.27).

Водоразбор из подающей линии должен осуществляться перед элеватором после ПС, а водоразбор из обратной линии — не-

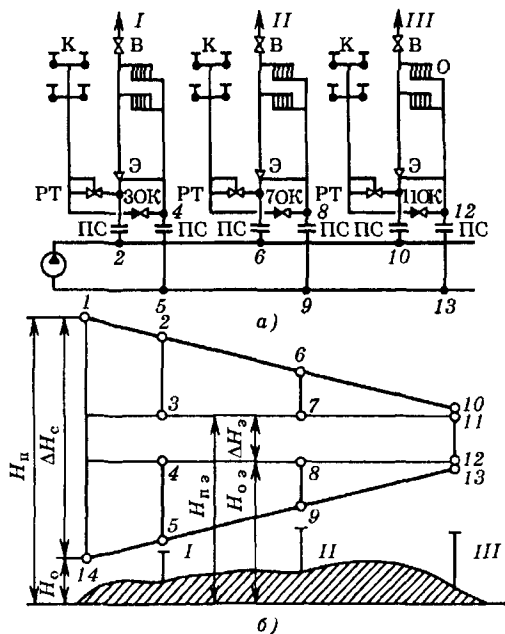


Рис. 6.16. Схема открытой системы теплоснабжения с абонентскими вводами, отрегулированными по принципу «горизонтальной дорожки» (а) и пьезометрический график этой системы (б)
В — воздушный кран, К — водоразборный кран, О — отопительный прибор

посредственно после отопительных установок перед ПС. Если при этом в условиях эксплуатации у всех абонентов поддерживается одинаковое отношение водоразбора к расчетному расходу воды на отопление, то получается одинаковая степень изменения расхода воды ϕ на отопление у всех абонентов. На рис. 6.16, а показана принципиальная схема такой тепловой сети, а на рис. 6.16, б — пьезометрический график этой сети при отсутствии водоразбора.

При выключенном водоразборе напоры в подающей линии перед элеваторами всех абонентов, присоединенных к тепловой сети, равны $H_{пз}$, а напоры в обратной линии после всех отопительных установок $H_{оэ}$. Располагаемый напор в элеваторных узлах всех отопительных установок один и тот же $\Delta H_3 = H_{пз} - H_{оэ}$.

По характеру гидравлического режима рассматриваемая разветвленная тепловая сеть со многими абонентами эквивалентна тепловой сети с одним абонентом, у которого расчетные расходы воды на отопление и горячее водоснабжение равны суммарным расходам воды на указанные виды теплового потребления реальных абонентов, а потеря напора при отсутствии водоразбора составляет: в подающей линии $H_n - H_{n,3}$, в элеваторном узле ΔH_3 , в обратной линии $H_{0,3} - H_0$.

Сопротивление подающей линии (от подающего коллектора ТЭЦ до элеваторного узла) такой эквивалентной сети, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$,

$$s_n = (H_n - H_{n,3}) / (V_0^p)^2. \quad (6.29)$$

Сопротивление элеваторного узла

$$s_3 = (H_{n,3} - H_{0,3}) / (V_0^p)^2. \quad (6.30)$$

Сопротивление обратной линии

$$s_0 = (H_{0,3} - H_0) / (V_0^p)^2. \quad (6.31)$$

Суммарное сопротивление сети

$$s = s_n + s_3 + s_0, \quad (6.32)$$

где V_0^p — суммарный расчетный расход воды на отопление при полностью выключенном водоразборе, $\text{м}^3/\text{с}$; H_n , $H_{n,3}$, $H_{0,3}$, H_0 — полные напоры, м .

Рассмотрим, какое влияние оказывает водоразбор на гидравлический режим отопительных установок и как следует изменять располагаемый напор на ТЭЦ при качественном регулировании отопительной нагрузки.

Потеря напора в сети при водоразборе

$$\Delta H_c = (V_0^p)^2 \left\{ s_n (\bar{V}_0 + n\beta)^2 + s_3 (\bar{V}_0)^2 + s_0 [\bar{V}_0 - (1 - \beta)n]^2 \right\}, \quad (6.33)$$

а потеря напора в сети при отсутствии водоразбора

$$\Delta H_c^p = (V_0^p)^2 s, \quad (6.34)$$

где n — отношение расхода на горячее водоснабжение к расчетному расходу воды на отопление, $n = V_r / V_0^p$. Остальные обозначения — см. (4.91), (4.92).

Разделив (6.33) на (6.34), получим уравнение, показывающее зависимость расхода воды на отопление от режима водоразбора,

$$\alpha^2 = \bar{s}_n (\bar{V}_0 + n\beta)^2 + \bar{s}_3 (\bar{V}_0)^2 + \bar{s}_0 [\bar{V}_0 - (1 - \beta)n]^2. \quad (6.35)$$

Уравнение (6.35) справедливо только при $\bar{V}_0 \geq (1 - \beta)n$.

При $\bar{V}_0 < (1 - \beta)n$ меняется направление движения воды в обратной линии тепловой сети и уравнение (6.35) неприменимо.

Условию качественного регулирования отопительной нагрузки соответствует $\bar{V}_0 = 1$. В этом случае

$$\alpha^2 = \bar{s}_n (1 + n\beta)^2 + \bar{s}_3 + \bar{s}_0 [1 - (1 - \beta)n]^2. \quad (6.36)$$

Определим по (6.36) значение α^2 для некоторых частных случаев.

При отсутствии водоразбора ($n = 0$)

$$\alpha^2 = 1, \quad (6.37)$$

т.е. напор на станции должен быть равен расчетному значению ΔH_c^p .

При водоразборе только из подающей линии ($\beta = 1$)

$$\alpha^2 = 1 + n(2 + n)\bar{s}_n. \quad (6.38)$$

Как видно из (6.38), напор на станции должен увеличиваться с ростом водоразбора n .

При водоразборе только из обратной линии ($\beta = 0$)

$$\alpha^2 = 1 - n(2 - n)\bar{s}_o. \quad (6.39)$$

Уравнение (6.39) справедливо только в пределах изменения водоразбора $0 < n \leq 1$. При изменении n от нуля до единицы значение $n(2 - n)$ непрерывно растет от нуля до единицы, поэтому степень изменения напора на станции α^2 должна при этом изменяться от 1 до $(1 - \bar{s}_o)$.

Как видно из (6.36), для поддержания постоянного расхода воды через отопительные установки ($\bar{V}_o = 1$) каждому режиму водоразбора, определяемому относительным водоразбором n и характером его распределения между подающей и обратной линиями β , должна соответствовать определенная степень изменения располагаемого напора на ТЭЦ α^2 . Поскольку β является функцией температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети (4.58), то при любом режиме работы открытой системы теплоснабжения можно определить степень изменения напора на ТЭЦ α^2 , при которой обеспечивается подача в отопительные установки абонентов расчетного расхода воды ($\bar{V}_o = 1$).

С помощью (6.35) может быть получена формула для расчета коэффициента расхода воды на отопление при любом режиме водоразбора:

$$\bar{V}_o = n \left\{ -[\beta \bar{s}_n - (1 - \beta) \bar{s}_o] + \sqrt{[\beta \bar{s}_n - (1 - \beta) \bar{s}_o]^2 - [-\beta^2 \bar{s}_n + (1 - \beta)^2 \bar{s}_o] + \alpha^2 / n^2} \right\}. \quad (6.40)$$

Проведем анализ уравнения (6.40) для некоторых частных случаев.

При отсутствии водоразбора ($n = 0$)

$$\bar{V}_o = \alpha. \quad (6.41)$$

В этом случае при $\alpha = 1$ $\bar{V}_o = 1$, т.е. через отопительные системы проходит расчетный расход воды.

При водоразборе только из подающей линии ($\beta = 1$)

$$\bar{V}_o = -n \bar{s}_n + \sqrt{n^2 \bar{s}_n (\bar{s}_n - 1) + \alpha^2}. \quad (6.42)$$

При водоразборе только из обратной линии ($\beta = 0$)

$$\bar{V}_o = -n \bar{s}_o + \sqrt{n^2 \bar{s}_o (\bar{s}_o - 1) + \alpha^2}. \quad (6.43)$$

Как видно из (6.42) и (6.43), при постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ ($\alpha^2 = 1$) увеличение водоразбора из подающей линии приводит к уменьшению расхода воды на отопление ($\bar{V}_o$ уменьшается), а увеличение водоразбора из обратной линии приводит к увеличению расхода воды на отопление ($\bar{V}_o$ увеличивается).

Проведенные исследования показывают, что в широком диапазоне относительных сопротивлений подающей и обратной линий $0 \leq \bar{s}_n \leq 0,5$ и $0 \leq \bar{s}_o \leq 0,5$ и относительных нагрузок горячего водоснабжения $0 \leq n \leq 1$, при постоянном напоре на коллекторах станции $\alpha^2 = 1$ расход воды через отопительные системы остается практически постоянным ($\bar{V}_o = 1$) при доле водоразбора из подающей линии $\beta = 0,4$.

При $\beta > 0,4$ расход воды через отопительные системы, как правило, уменьшается ($\bar{V}_o < 1$), а при $\beta < 0,4$ — увеличивается ($\bar{V}_o > 1$).

6.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ СЕТЕЙ С НАСОСНЫМИ И ДРОССЕЛИРУЮЩИМИ ПОДСТАНЦИЯМИ

В современных крупных системах теплоснабжения нередко сооружаются подстанции. Последнее вызывается обычно неблагоприятным профилем района, боль-

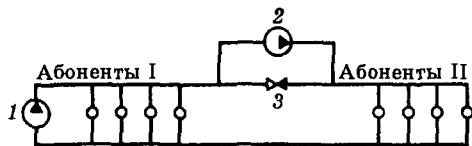


Рис. 6.17. Схема сети с насосной подстанцией на подающей линии

1 — насосная установка на ТЭЦ, 2 — насосная установка на подстанции, 3 — обратный затвор

шой дальностью передачи теплоты, высокой расчетной температурой воды в подающей линии (превышающей допустимый уровень для абонентских установок), необходимостью значительного увеличения пропускной способности действующих тепловых сетей без их перекладки и т.п. Схема подстанции и ее размещение в сети определяются конкретным назначением.

Но подстанция не всегда единственно возможное решение задачи. Во многих случаях тот же технический эффект может быть получен и другим путем, например при оснащении соответствующими устройствами всех абонентских установок. В этом случае подстанция заменяется многочисленными индивидуальными установками. Преимущество подстанции по сравнению с индивидуальными установками заключается, как правило, в централизованном управлении системой и упрощении ее эксплуатации.

Все основное оборудование на подстанциях оснащается приборами авторегулирования, а при отсутствии постоянного дежурного поста также приборами дистанционного контроля и управления. Основное

оборудование подстанций состоит в большинстве случаев из насосов, дросселирующих устройств, приборов регулирования, управления и контроля.

В приложениях 12 и 13 приведены характеристики ряда насосов, часто устанавливаемых на местных и групповых подстанциях. Рассмотрим некоторые схемы тепловых сетей с подстанциями.

На рис. 6.17 дана схема сети с насосной подстанцией на подающей линии. Подстанция 2 предназначена для повышения напора у абонентов группы II, присоединенных в конечных точках сети.

На рис. 6.18, а рассмотрена схема тепловой сети со смесительными насосными подстанциями на ответвлениях от главной магистрали сети.

Необходимость в сооружении таких насосных подстанций возникает в тех случаях, когда расходы воды в абонентских установках должны быть больше расходов воды, подаваемой в эти установки из тепловой сети.

Смесительные насосы работают параллельно с насосной установкой ТЭЦ, поэтому включение в работу смесительных насосов приводит к увеличению гидравлического сопротивления потоку воды, поступающему из тепловой сети (6.12). Это вызывает уменьшение расхода воды из тепловой сети и увеличение располагаемых напоров в узлах включения насосных подстанций. Чем больше напоры H , развиваемые насосами смесительных подстанций, тем больше до-

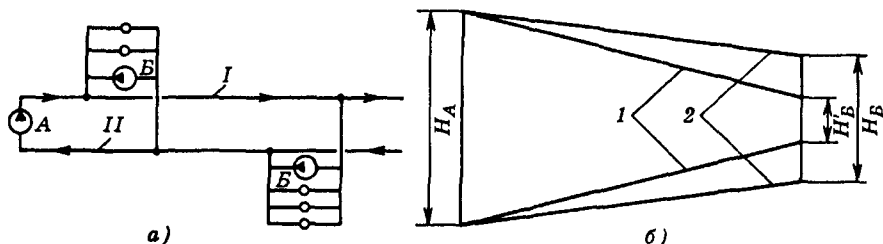


Рис. 6.18. Схема (а) и пьезометрический график (б) тепловой сети со смесительными насосными подстанциями

H_A — напор на коллекторах ТЭЦ; H_B — напор в узле Б; I — подающая линия, II — обратная линия

ля воды φ , подаваемая этими насосами в абонентские установки, и соответственно меньше доля воды $(1 - \varphi)$, поступающей в эти установки из тепловой сети.

На рис. 6.18, б приведен пьезометрический график рассматриваемой сети при двух режимах ее работы: без насосных смесительных подстанций 1 и с насосными смесительными подстанциями 2.

На рис. 6.19 показана схема двухтрубной тепловой сети с дросселирующей подстанцией и пьезометрический график этой сети.

В связи с большой разностью вертикальных отметок поверхности земли верхней и нижней частей района, составляющей в данном случае около 40 м, при присоединении отопительных установок к тепловой сети по зависимой схеме необходимо установить разные гидростатические напоры H_H и H_B для абонентов, расположенных на разных геодезических отметках.

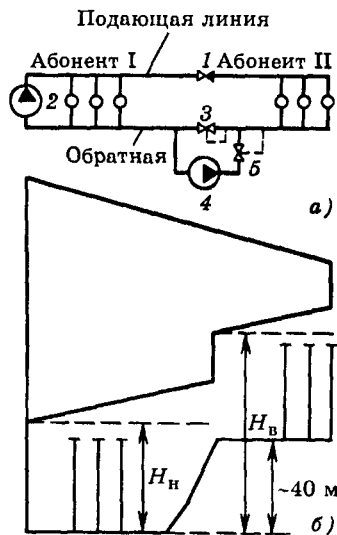


Рис. 6.19. Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с двумя статическими зонами (а) и пьезометрический график этой сети (б) 1 — обратный затвор; 2 — насосы на ТЭЦ; 3 — регулятор давления «до себя»; 4 — подпиточный насос верхней зоны; 5 — регулятор подпитки верхней зоны

Эта задача решается с помощью установленных на дроссельной подстанции регулятора давления «до себя» 3 на обратной линии и обратного клапана или затвора 1 на подающей линии тепловой сети.

При гидростатическом режиме системы теплоснабжения, т.е. когда сетевой насос 2 выключен, утечка сетевой воды из верхней зоны восполняется водой из нижней зоны с помощью подпиточного насоса 4 и регулятора подпитки 5, установленных на подстанции.

При гидродинамическом режиме обратный клапан или затвор 1 открыт, а регулятор 3 поддерживает за счет дросселирования заданный напор H_B в конце обратной линии верхней зоны района.

На рис. 6.20, а показана схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией 3 на обратной линии. Задача подстанции заключается в снижении давления в обратной линии у абонентов группы II, расположенных на значительном расстоянии от ТЭЦ и присоединенных к концевым участкам тепловой сети. Без насосной подстанции в обратной линии устанавливается давление, превышающее допустимое для отопительных установок, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме.

Когда насосы на подстанции выключены, вода проходит по обратной линии между точками 5 и 6 через обратный клапан или затвор 2, установленный на обратной линии, минуя насосы. При включении в работу насосов 3 на подстанции возникает разность давлений между точками 6 и 5, равная перепаду давлений, развиваемому насосами.

Под действием этой разности давлений закрывается обратный клапан или затвор 2, установленный на обратной линии, и весь поток воды проходит от точки 5 через подстанцию к точке 6.

На рис. 6.20, б и в приведены пьезометрические графики этой сети для двух вариантов: наличия регуляторов расхода у абонентов и отсутствия таковых.

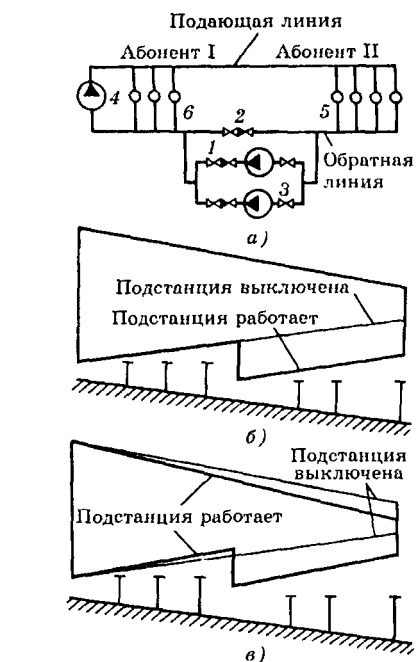


Рис. 6.20. Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией на обратной линии и пьезометрический график этой сети

а — принципиальная схема; *б* — пьезометрический график при автоматизированных вводах; *в* — то же при неавтоматизированных вводах; 1 — обратный затвор на насосной подстанции; 2 — обратный затвор на обратной линии; 3 — насосы на подстанции; 4 — насосы на ТЭЦ

Если ГТП или абонентские вводы оснащены регуляторами расхода, поддерживающими постоянный расход сетевой воды через абонентские установки, то включение в работу насосной подстанции 3 не вызывает изменения расхода воды в тепловой сети.

Полный напор во всех точках обратной магистрали перед насосной подстанцией уменьшается на значение полезного напора, развиваемого подстанцией.

Если абонентские вводы не автоматизированы, то включение в работу насосной подстанции приводит к уменьшению суммарного сопротивления тепловой сети, поскольку насосная подстанция является отрицательным сопротивлением (6.22). По-

этому суммарный расход воды в тепловой сети возрастает. При этом в сети происходит разрегулировка. У абонентов, расположенных между ТЭЦ и насосной подстанцией, уменьшаются располагаемые напоры и расходы воды, а у абонентов, расположенных между насосной подстанцией и конечной точкой сети, располагаемые напоры и расходы воды возрастают.

Задача расчета гидравлического режима такой тепловой сети заключается в определении расходов воды в сети и располагаемых напоров в отдельных ее узлах после включения насосной подстанции. Известными являются сопротивления всех участков тепловой сети и абонентских систем, а также напоры насосов ТЭЦ и подстанции. Определение расходов воды проводится методом последовательных приближений, так как сопротивление насосной подстанции заранее неизвестно.

Задаются предварительно расходом воды через насосную подстанцию, определяют сопротивление (отрицательное) насосной подстанции, подсчитывают суммарное сопротивление сети, определяют суммарный расход воды в тепловой сети и расход воды на отдельных ее участках, в том числе и через насосную подстанцию. Если предварительно выбранный расход воды через насосную не совпадает с полученным по расчету, то задаются другим, более близким к полученному расходом и расчет повторяют вновь до тех пор, пока предварительно выбранный расход воды через насосную подстанцию не совпадает с полученным по расчету.

Значительно проще решается обратная задача, когда задан гидравлический режим сети при работе насосной подстанции и требуется рассчитать гидравлический режим сети при выключении подстанции.

В этом случае сопротивление насосной подстанции известно, поскольку известен напор, развиваемый насосной подстанцией, и расход воды через нее. Задача сводится

к расчету суммарного сопротивления тепловой сети без насосной подстанции и к однозначному определению суммарного расхода в тепловой сети и расхода воды у отдельных абонентов по формулам (6.20) и (6.23).

6.7. РАСЧЕТ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В КОЛЬЦЕВЫХ СЕТЯХ

Тепловые сети современных крупных городов образуют многокольцевые системы. Расчет потокораспределения в таких системах — задача сложная, решаемая с помощью электронно-вычислительной техники или методами физического моделирования [39, 70, 136].

Принцип расчета потокораспределения в многокольцевых сетях основан на уравнениях Кирхгофа. В зависимости от оснащения системы теплоснабжения авторегуляторами на практике встречаются два различных условия расчета (рис. 6.21).

1. При наличии на групповых или местных подстанциях регуляторов расхода сетевой воды расчет заключается в определении расходов воды по отдельным участкам магистральной кольцевой сети по заданным сопротивлениям этих участков s_k и заданным расходам воды V у абонентов.

2. При отсутствии на групповых или местных подстанциях регуляторов расхода расчет заключается в определении расхода сетевой воды в системе теплоснабжения и его распределения по участкам кольцевой сети по заданному перепаду давлений Δp_0 или располагаемому напору H_0 в узле 0 под-

вода сетевой воды к коллекторной сети и ее распределению по участкам сети.

Расчет потокораспределения в кольцевой сети с регуляторами расхода. На рис. 6.21 показана схема сети, состоящей из одного кольца.

Вода поступает со станции в узел 0 и распределяется по участкам I—IV магистрали между абонентами 1, 2 и 3. Расходы воды V_1 , V_2 и V_3 у абонентов заданы и поддерживаются постоянными с помощью регуляторов расхода. Суммарный расход воды $V = V_1 + V_2 + V_3$. Требуется рассчитать распределение расходов воды по участкам магистрали.

Условимся: а) приток воды в узел считать положительным, а сток воды из узла — отрицательным; б) потерю напора потока, протекающего в контуре по часовой стрелке, считать положительной, а потока, протекающего в контуре против часовой стрелки, — отрицательной. При вышеуказанных условиях можно следующим образом сформулировать уравнения Кирхгофа в применении к тепловой сети.

Первое уравнение Кирхгофа. Алгебраическая сумма расходов воды в любом узле равна нулю:

$$\sum V = 0. \quad (6.44)$$

Второе уравнение Кирхгофа. Алгебраическая сумма потерь напора для любого замкнутого контура равна нулю:

$$\sum s V^2 = 0. \quad (6.45)$$

Зададимся произвольным распределением расходов воды по участкам, удовлетворяющим первому уравнению Кирхгофа,

$$V_I = V_1 + V_{II}; V_{II} = V_2 + V_{III}; V_{IV} = V_3 - V_{III}, \quad (6.46)$$

(индекс римскими цифрами обозначает расход на участке магистрали, арабскими — на ответвлениях к абоненту).

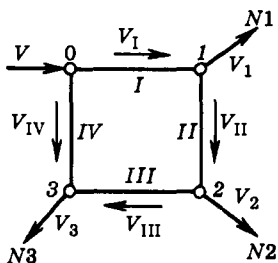


Рис. 6.21. Схема однокольцевой сети

По второму уравнению Кирхгофа определим невязку потерь напора (перепада давления) в кольце I-II-III-IV

$$\delta p = \sum s V^2 = s_I V_I^2 + s_{II} V_{II}^2 + s_{III} V_{III}^2 - s_{IV} V_{IV}^2, \quad (6.47)$$

где $s_I, s_{II}, s_{III}, s_{IV}$ — сопротивления соответствующих участков магистрали тепловой сети.

Положительная невязка показывает, что перегружены участки, в которых расход направлен по часовой стрелке, и недогружены участки, в которых расход направлен против часовой стрелки.

В данном случае применительно к рис. 6.21 положительная невязка потерь напора (перепада давления), т.е. $\delta p > 0$, означает, что $\Delta p_I + \Delta p_{II} + \Delta p_{III} > \Delta p_{IV}$ или $\Delta H_I + \Delta H_{II} + \Delta H_{III} > \Delta H_{IV}$ ($\Delta p_I, \Delta p_{II}, \Delta p_{III}, \Delta p_{IV}$ — потери давления, а $\Delta H_I, \Delta H_{II}, \Delta H_{III}, \Delta H_{IV}$ — падение напора на участках I—IV магистральной кольцевой сети).

При указанных условиях пьезометрический график магистральной кольцевой сети имеет вид, показанный на рис. 6.22 штриховой линией.

Как видно из рис. 6.22, располагаемый напор в узле 3 кольцевой сети (см. рис. 6.21) в потоке, движущемся по часовой стрелке, т.е. в положительном потоке, $H_3^+ = H_0 - \Delta H_I -$

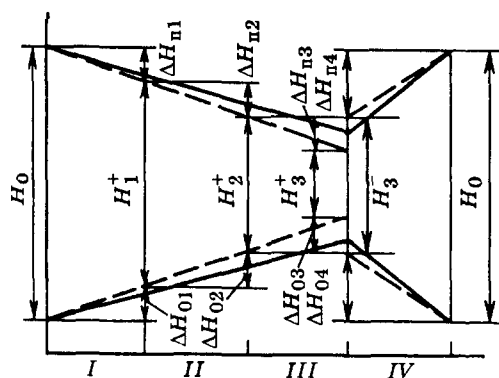


Рис. 6.22. Пьезометрический график кольцевой сети

--- при предварительном распределении расхода воды; — после учета увязочного расхода

$-\Delta H_2 - \Delta H_3$ меньше располагаемого напора в этом же узле кольцевой сети в отрицательном потоке, т.е. потоке, движущемся против часовой стрелки, $H_3^- = H_0 - \Delta H_4$.

Для того чтобы в точке водораздела располагаемые напоры в положительном и отрицательном потоках совпали, необходимо снизить в положительном потоке расход воды на какую-то величину δV , называемую увязочным расходом, и прибавить на такую же величину δV расход воды в отрицательном потоке.

Увязочный (поправочный) расход может быть определен по уравнению (6.47), если принять в нем $\delta p = 0$ и ввести значение увязочного расхода в правую часть уравнения. В этом случае уравнение принимает вид

$$s_I (V_I - \delta V)^2 + s_{II} (V_{II} - \delta V)^2 + s_{III} (V_{III} - \delta V)^2 - s_{IV} (V_{IV} + \delta V)^2 = 0. \quad (6.48)$$

Решая это уравнение и пренебрегая членами, содержащими δV^2 как относительно малыми, получаем

$$\delta V = \delta p / (2 \sum s V), \quad (6.49)$$

где $\sum s V = s_I V_I + s_{II} V_{II} + s_{III} V_{III} + s_{IV} V_{IV}$; $\sum s V$ — всегда величина положительная, поэтому в (6.49) знак δV всегда равен знаку δp .

Определив значение δV , уточняют расходы на участках и вновь проводят проверочный расчет. Обычно вполне удовлетворительные результаты получаются после второй поправки.

После введения поправки пьезометрический график кольцевой сети принимает вид, показанный на рис. 6.22 сплошной линией. При большом значении увязочного расхода δV может измениться и предварительная точка водораздела. Так, если в рассмотренном примере $\delta V > V_{III}$, то точка водораздела может переместиться из узла 3 в узел 2.

Расчет потоков распределения в многокольцевых сетях с регуляторами расхода. На рис. 6.23 показана схема трехкольцевой

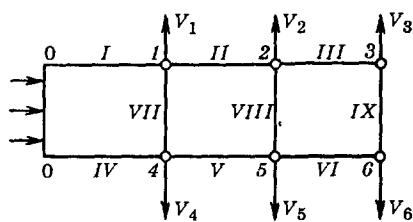


Рис. 6.23. Схема трехкольцевой сети

вой водяной сети, состоящей из магистралей I-II-III и IV-V-VI, питаемых от общего коллектора 0-0. Сопротивление коллектора можно принять равным нулю ($s_0 = 0$), так как он выполняется обычно из труб большого диаметра и имеет малую длину.

В узлах 1—6 от тепловой сети отходят ответвления с заданными расходами воды $V_1—V_6$, поддерживаемыми постоянными с помощью регуляторов расхода, устанавливаемых на ГТП или МТП. Узлы 1 и 4, 2 и 5, 3 и 6 соединены между собой перемычками VII—IX, образующими совместно с магистральными участками сети три кольца: 0-1-VII-IV; VII-II-VIII-V; VIII-III-IX-VI. Заданы сопротивления всех участков магистрали $s_I—s_{VI}$ и перемычек $s_{VII}—s_{IX}$. Требуется рассчитать потокораспределение в тепловой сети. Расчет проводят следующим образом:

1) распределяют предварительно расходы воды по участкам каждого кольца на основе первого уравнения Кирхгофа (6.44);

2) последовательно от первого кольца (ближайшего к станции) до последнего уточняют расходы воды на основе второго уравнения Кирхгофа (6.45), (6.47) и (6.59). Уточнение выполняется, как правило, несколько раз методом постепенного приближения.

Расчет считается законченным, когда предварительно принятые расходы воды на участках сети отличаются от полученных при окончательном расчете на значение, равное или меньшее допустимой ошибки, в качестве которой обычно принимают 3—5 % наименьшего из заданных расходов

в ответвлениях от магистрали тепловой сети. Для расчета потокораспределения в многокольцевых сетях широко используют ЭВМ, благодаря чему существенно сокращается время и повышается точность расчета [39, 70, 138].

Расчет потокораспределения в сети, питаемой от нескольких источников. В крупных городах тепловые сети иногда питаются тепловой от нескольких ТЭЦ, работающих параллельно. В магистральных линиях таких сетей возникают точки водораздела, представляющие собой точки встречи потоков воды, поступающих в сети от разных станций. Положением этих точек водораздела определяется распределение расходов воды, а следовательно, и распределение тепловой нагрузки между отдельными ТЭЦ.

Положение точки водораздела зависит от сопротивления тепловой сети, распределения нагрузки вдоль магистрали сети, а также от располагаемых напоров на коллекторах параллельно работающих ТЭЦ.

Соответствующим регулированием располагаемых напоров на коллекторах ТЭЦ можно перемещать точку водораздела вдоль тепловой сети и таким образом получать требуемое распределение тепловой нагрузки, удовлетворяющее условиям экономичности работы или располагаемой тепловой мощности отдельных ТЭЦ. Суммарный расход воды в таких сетях является, как правило, заданным. Этот расход определяется значением и видом тепловой нагрузки абонентов и поддерживается на требуемом уровне с помощью авторегуляторов, установленных на ГТП и на МТП или абонентских вводах. При перемещении точки водораздела изменяется только распределение расхода воды между станциями.

На рис. 6.24 показана тепловая сеть, питаемая от двух источников теплоты. Если точка I является точкой водораздела, то абоненты, присоединенные на участке A-I, от станции A, а абоненты, присоединенные на участке B-I, — от станции B.

На рис. 6.25 приведены схема и пьезометрический график тепловой сети, питаемой от двух параллельно работающих станций. Точка водораздела в таких тепловых сетях находится следующим образом. Задаются произвольными расходами воды на участках магистральной сети исходя из первого закона Кирхгофа. Условно счи-

$$\delta l = \delta p / \rho g.$$

Пьезометрический график тепловой сети при предварительном распределении расходов воды показан на рис. 6.25, б штриховой линией.

Увязочный расход определяется по формуле (6.49). После введения поправки и уточнения предварительно выбранного распределения расходов воды в магистрالي пьезометрический график принимает вид, показанный на рис. 6.25, б сплошной линией.

Расчет потокораспределения в кольцевой магистральной сети от одной станции. Магистральная кольцевая сеть может рассматриваться как частный случай тепловой сети, питаемой от двух параллельных источников с одинаковыми располагаемыми напорами на коллекторах станции. Схема такой тепловой сети приведена на рис. 6.26, а. Схема этой сети в развернутом виде и ее пьезометрический график представлены на рис. 6.26, б и в. При этом направление подачи теплоты по часовой стрелке условно считается от коллектора А, а против часовой стрелки — от коллектора В.

В данном случае $H_A = H_B$ и $\Delta H = 0$.

Метод расчета потокораспределения такой же, как и для сети с двумя источниками питания. В том случае, когда сопротивления

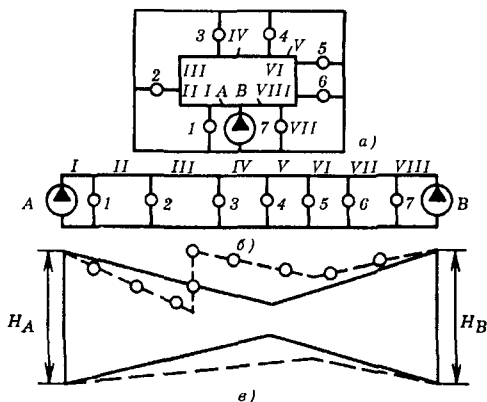


Рис. 6.26. Схема двухтрубной кольцевой сети и ее пьезометрический график

а — схема сети; б — развернутая схема; в — пьезометрический график; — — $S_{06} = S_n$; - - - $S_{06} < S_n$

Рис. 6.24. Схема тепловой сети, питаемой от двух ТЭЦ

А и В — источники теплоты; М — магистральная сеть; Р — распределительные сети; I — точка водораздела

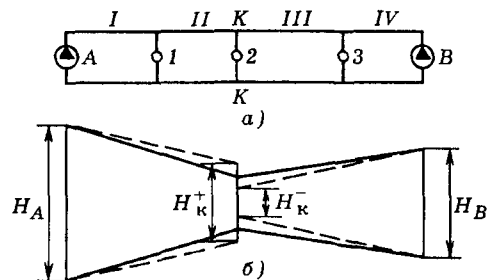


Рис. 6.25. Схема двухтрубной водяной тепловой сети, питаемой от двух параллельно включенных станций (а) и ее пьезометрический график (б) — — — при предварительном распределении расхода воды; — — — после учета увязочного расхода

тают поток воды, поступающий в тепловую сеть от одной станции, например от станции А, положительным, а от другой станции, например от станции В, отрицательным.

Если при предварительно выбранном распределении расхода воды в сети водораздел принят в точке К, то располагаемый перепад давлений в точке К в положительном потоке воды

$$\Delta p_K = H_A \rho g - s_I V_I^2 - s_{II} V_{II}^2.$$

Располагаемый перепад давлений в отрицательном потоке воды в этой точке тепловой сети

$$\Delta p_K = H_B \rho g - s_{IV} V_{IV}^2 - s_{III} V_{III}^2.$$

Несвязка перепада давлений в точке К

$$\delta p = \Delta p_K - \Delta p_K = \Delta H g - s_I V_I^2 - s_{II} V_{II}^2 + s_{III} V_{III}^2 + s_{IV} V_{IV}^2, \quad (6.50)$$

где $\Delta H = H_A - H_B$ — разность располагаемых напоров на станциях.

тков подающей и обратной линий тепловой сети неодинаковы, например, когда они сооружены из труб разных диаметров, а также при установке на отдельных участках подающей или обратной магистрали тепловой сети насосных подстанций точки водораздела на подающей и обратной линиях могут находиться на различных участках.

Для иллюстрации на рис. 6.26, в штриховой линией показан пьезометрический график для случаев, когда на участках I—III сопротивления обратной линии сети меньше сопротивления подающей линии.

При разных сопротивлениях подающей и обратной линий расчет потокораспределения проводится с помощью уравнений Кирхгофа по тем же формулам (6.44) и (6.45) раздельно для подающей и обратной линий.

При установке насосов на каком-либо участке магистральной сети развиваемые ими напоры суммируют с напором станционной насосной установки по направлению движения теплоносителя, что приводит к перемещению точки водораздела в этом же направлении.

Например, при установке на подающей магистрали кольцевой сети (см. рис. 6.26) на участке II или III насоса, подающего воду по направлению движения теплоносителя, точка водораздела переместится по направлению часовой стрелки, т.е. приблизится к точке В. Пьезометрический график подающей линии для такого случая показан на рис. 6.26, в штрихпунктиром.

При увеличении напора этого насоса точка водораздела на подающей линии переместится дальше в направлении к станции В.

Предельным положением точки водораздела в подающей линии рассматриваемой тепловой сети является точка В. В этом случае весь поток воды в подающей линии будет перемещаться только в одном направлении — от точки А к точке В по часовой стрелке. При этом весь расход воды, подаваемый станционным насосом, равен сумме расходов воды у всех присоединенных

абонентов, будет поступать в сеть только через коллектор А. При дальнейшем увеличении напора насосных подстанций на подающей магистрали, действующих в том же направлении, в ней возникнет так называемый паразитный ток, т.е. часть расхода воды будет бесполезно циркулировать в подающей магистрали, не поступая к абонентам.

Расчет потокораспределения в кольцевой сети без регуляторов расхода. Расчет сводится к определению точки водораздела в кольцевой сети, удовлетворяющей второму уравнению Кирхгофа (6.45). Первое уравнение Кирхгофа не может быть использовано при решении этой задачи, так как заранее не известны расходы воды у абонентов. Задача решается методом последовательного приближения (см. рис. 6.21). Задаются предварительно точкой водораздела в кольцевой сети, например точкой 3, а также долей φ расхода воды, поступающей в ответвление 3 из участка кольца III, от полного расхода в этом ответвлении. Доля расхода воды, поступающей в ответвление 3 из участка кольца IV, соответственно равна $1 - \varphi$.

Сопротивления систем $s^+ = s_{0-I-II-III}$ и $s^- = s_{0-IV-3}$ определяют по правилу сложения сопротивлений и проводимостей по уравнениям (6.7) и (6.8) как сопротивления радиальных сетей с ответвлениями. Индексы плюс и минус соответствуют движению воды в кольцевой сети по и против часовой стрелки.

Поскольку в ответвление 3 поступают одновременно два потока воды из двух магистральных участков III и IV, то в соответствии с уравнением (6.12) сопротивление потоку из магистрального участка III $s_{п3}^+ = s_3 / \varphi^2$, а сопротивление потоку из магистрального участка IV $s_{п3}^- = s_3 / (1 - \varphi)^2$, где s_3 — сопротивление ответвления 3.

Расходы воды в кольцевой сети

$$V^+ = \sqrt{\Delta p_0 / s^+}; V^- = \sqrt{\Delta p_0 / s^-},$$

где Δp_0 — располагаемый перепад давлений в точке 0 кольцевой сети.

Расходы воды на всех участках кольцевой магистрали определяют с помощью (6.21). Затем проверяют выполнимость условия (6.45)

$$s_I V_I^2 + s_{II} V_{II}^2 + s_{III} V_{III}^2 = s_{IV} V_{IV}^2.$$

При положительной невязке напора, т.е. при

$$s_I V_I^2 + s_{II} V_{II}^2 + s_{III} V_{III}^2 > s_{IV} V_{IV}^2$$

уменьшают долю расхода воды Φ , поступающей в ответвление 3 из участка III, или же смешают точку водораздела в узел 2.

При отрицательной невязке напора соответственно увеличивают долю расхода Φ и вновь повторяют расчет до тех пор, пока не будет выполняться условие (6.45).

6.8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

Гидравлическим ударом называется волновой процесс, возникающий в каплевой жидкости при быстром изменении ее скорости.

В трубопроводах этот процесс сопровождается мгновенными местными повышениями и понижениями давления, которые могут значительно выходить за пределы, имеющие место при стабильном режиме.

В современных водяных тепловых сетях вероятность возникновения гидравлических ударов в последние годы существенно возросла в связи с увеличением единичной тепловой мощности теплоисточников (ТЭЦ и районных котельных), вводом в работу длинных теплопроводов большого диаметра и мощных насосных подстанций с большим количеством регулирующих приборов, клапанов и задвижек, а также включением в систему теплоснабжения пиковых водогрейных котлов.

При отказе какого-либо элемента такой системы, например при внезапной остановке насосов на станции или подстанциях, может произойти резкое изменение скорости воды в сети, сопровождающееся гидравлическим ударом.

Опасность возникновения гидравлического удара возрастает при включении

в систему водогрейных котлов. В этом случае внезапное изменение расхода воды через котел может привести к резкому повышению температуры воды в котле, а затем к ее вскипанию в сети и последующей конденсации образовавшихся паровых пузырей в потоке воды более низкой температуры, сопровождающейся гидравлическим ударом.

Гидравлический удар может также возникнуть при быстром закрытии регулирующих клапанов на насосных и дроссельных подстанциях, вызвавшем резкое изменение скорости воды в сети.

Волны гидравлического удара распространяются по системе со скоростью звука в воде около 1000 м/с и могут многократно повторяться, пока энергия удара не израсходуется на работу сил трения и деформацию трубопроводов или не будет погашена в специальных устройствах, ограничивающих распространение гидравлического удара (воздушные колпаки, резервуары и другие устройства). Наибольшую амплитуду изменения давления имеет обычно первая волна удара, которая поэтому является наиболее опасной [98, 137].

Рассмотрим процесс изменения давления в тепловой сети при закрытии регулирующего органа на магистрали.

На рис. 6.27, а показана схема двухтрубной водяной тепловой сети: I — сетевой насос, II — обратный клапан или затвор на нагнетательном патрубке насоса, III — регулирующий клапан на подающей линии магистрали. Сетевая вода после регулирующего клапана III распределяется по многочисленным теплопотребляющим установкам абонентов, которые на схеме показаны условно в виде одного потребителя П.

Для упрощения рассматриваемого процесса и исключения из него явлений, не связанных непосредственно с гидравлическим ударом, условно примем, что напор, развиваемый насосом I, не зависит от расхода и полные напоры на всасывающем и нагне-

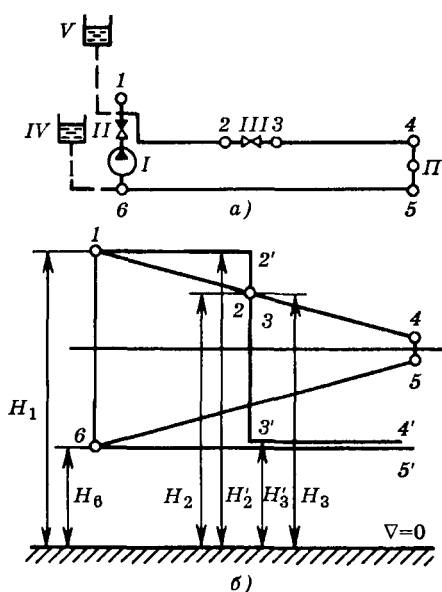


Рис. 6.27. Принципиальная схема (а) и пьезометрический график (б) двухтрубной водяной тепловой сети

тательном коллекторах насоса в точках 6 и 1 поддерживаются постоянными при всех гидравлических режимах сети с помощью расширительных резервуаров IV и V, присоединенных к обратному и подающему коллекторам тепловой сети на станции.

На рис. 6.27, б показан пьезометрический график этой тепловой сети при двух положениях регулирующего клапана III: 1-2-3-4-5-6 при полном открытии клапана III и 1-2'-3'-4'-5'-6 при полном закрытии клапана III.

На рис. 6.28 показан характер изменения напора во времени с обеих сторон регулирующего клапана III в точках 2 и 3 при двух режимах его закрытия: медленном — штриховая и быстром — сплошная линия.

До закрытия клапана III напоры в точках 2 и 3 равны ($H_2 = H_3$). После полного закрытия клапана III и наступления установившегося режима напор в точке 2 $H'_2 = H_1$, где H_1 — напор на подающем коллекторе ТЭЦ, а напор в точке 3 $H'_3 = H_6$, где H_6 — напор на обратном коллекторе ТЭЦ (см. рис. 6.27).

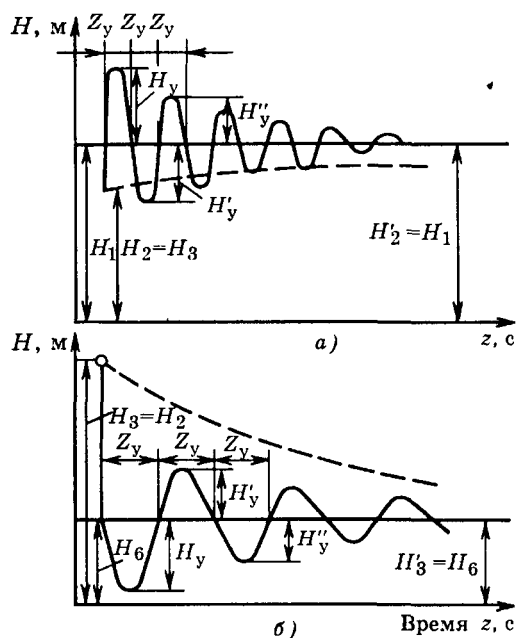


Рис. 6.28. Характер изменения напора во времени при гидравлическом ударе

а — изменение напора в точке 2, б — изменение напора в точке 3, — — — быстрое закрытие клапана III, — — — — медленное закрытие клапана III

При медленном закрытии клапана III напоры в точках 2 и 3 монотонно изменяются от H_2 до $H'_2 = H_1$ и соответственно от H_3 до $H'_3 = H_6$.

При быстром закрытии клапана III вода в первый момент продолжает двигаться в прежнем направлении и с прежней скоростью w , что приводит к повышению напора в трубопроводе перед клапаном на величину H_y , называемую *напором гидравлического удара* (рис. 6.28, а). Величина $p_y = H_y \rho g$ называется *давлением гидравлического удара*.

Повышение давления перед клапаном III вызывает сжатие воды и растяжение стенок трубопровода. В образовавшееся под действием давления гидравлического удара приращение емкости поступает вода, подводящая к клапану III.

Возникшая перед клапаном при гидравлическом ударе волна повышения дав-

ления движется со скоростью звука от клапана III к точке 1, т.е. в направлении, обратном движению воды, и тормозит движущийся поток.

В момент торможения меняются знак и значение скорости воды (от $+w$ до скорости ударной волны $-a$).

Давление гидравлического удара может быть определено на основе закона импульсов. Изменение количества движения равно импульсу силы:

$$G(w + a) = p_y f, \quad (6.51)$$

где $G = fw\rho$ — массовый расход воды, кг/с; w — скорость воды до торможения, м/с; a — скорость звука в воде, м/с; f — площадь сечения трубы, m^2 ; ρ — плотность воды, kg/m^3 ; p_y — давление гидравлического удара, Па,

$$p_y = (w^2 + aw)\rho. \quad (6.52)$$

Пренебрегая значением w^2 вследствие его малости по сравнению с aw , получаем

$$p_y = aw\rho. \quad (6.53)$$

Уравнение (6.53) — известная формула Н.Е. Жуковского, предложенная им в 1899 г. [36].

При гидравлическом ударе давление p_y возникает практически мгновенно; поэтому вызываемые гидравлическим ударом напряжения и деформации в трубопроводах существенно, примерно в 2 раза, больше, чем при постепенном повышении давления от 0 до p_y (более подробно см. § 9.4).

Если клапан III закрывается не полностью, а частично и соответственно скорость воды в трубопроводе изменяется от начального значения на некоторое значение Δw , то давление гидравлического удара

$$p_y = a\Delta w\rho. \quad (6.54a)$$

Соответственно напор гидравлического удара

$$H_y = a\Delta w/g, \quad (6.54b)$$

где g — ускорение свободно падающего тела ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Скорость, м/с, перемещения волны удара в трубопроводе, равная скорости звука, может быть определена по формуле

$$a = \frac{\sqrt{E_b/\rho}}{\sqrt{1 + \frac{E_b}{E_{ст}} \frac{d}{s}}}, \quad (6.55)$$

где E_b — модуль упругости воды, равный $2 \cdot 10^9$ Па; $E_{ст}$ — модуль упругости материала стенок трубопровода (для стали $E_{ст} = 2 \cdot 10^{11}$ Па); d, s — диаметр и толщина стенки трубопровода.

Для сортамента труб, применяемых в тепловых сетях, в диапазоне изменения диаметра от 0,05 до 1,4 м отношение d/s изменяется от 20 до 100 и скорость звука в воде a составляет от 1300 до 1000 м/с.

При больших значениях Δw давление гидравлического удара может достигнуть недопустимых значений и привести к разрыву трубопроводов. Так, при $\Delta w = 1$ м/с, $a = 1000$ м/с и $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ $p_y = 10^6$ Па = 1 МПа = 10 кгс/см² и соответственно $H_y = 100$ м.

Возникшая при быстром закрытии клапана III в точке 2 (см. рис. 6.27) ударная волна достигает точки фиксированного давления 1 через интервал времени

$$z_0 = l_{1-2}/a, \quad (6.55a)$$

где l_{1-2} — длина участка 1-2, м.

В течение всего указанного интервала времени масса воды на участке 1-2, которая еще не успела затормозиться, продолжает движение в пределах упругих деформаций жидкости и трубопровода в направлении от точки 1 к точке 2, т.е. в направлении, обратном движению ударной волны. При достижении ударной волной точки фиксированного давления 1 напор в слое жидкости у этой точки уменьшается до H_1 , и с этого

момента начинается обратное движение волны давления. Возникшая в точке 1 новая волна понижения давления перемещается от точки 1 к точке 2 со скоростью звука a и гасит давление, созданное первой ударной волной. Через *интервал времени* $z_y = 2l_{1-2}/a = 2z_0$, называемый *фазой удара*, волна понижения давления достигает точки 2 непосредственно перед клапаном III. В этот момент напор перед клапаном снизится до H_1 .

Таким образом, за период времени z_y , равный фазе удара, график напоров $H = f(z)$ в точке 2 опишет полуволну, увеличиваясь сначала от стабильного значения H_1 до максимального напора при ударе $(H_1 + H_y)$ и снижаясь затем до стабильного значения H_1 [137].

В течение всего периода перемещения волны понижения давления от точки 1 к точке 2 движение жидкости на участке 1—2 происходит в пределах упругих деформаций жидкости и трубопровода и направлено от точки 2 к точке 1. Когда волна понижения давления достигает точки 2, жидкость сохраняет по инерции прежнее направление движения. Это вызывает понижение давления перед клапаном, которое становится ниже стабильного. При некотором минимальном значении напора перед клапаном $(H_1 - H_y)$ движение слоя жидкости непосредственно перед клапаном III прекратится. Возникшая перед клапаном III волна понижения давления, сопровождающаяся остановкой жидкости, будет передаваться со скоростью звука a от точки 2 к точке 1. В момент $z = 3l_{1-2}/a = 3z_0$, когда волна понижения давления достигнет точки 1, вся жидкость в трубопроводе 1-2 будет неподвижна и напор в ней будет равен $(H_1 - H'_y)$. Так как давление в точке 1 больше, чем давление в трубопроводе 1-2, то жидкость начнет перемещаться по трубопроводу в пределах упругих деформаций в направлении от точки 1 к точке 2 и давление в трубопро-

воде начнет увеличиваться. В момент $z = 4l_{1-2}/a = 4z_0 = 2z_y$ волна повышения давления достигнет точки 2 и напор перед клапаном достигнет стабильного значения H_1 . Поскольку теперь движение жидкости направлено от точки 1 к точке 2, т.е. к клапану III, а клапан III закрыт, то перед клапаном вторично возникнет гидравлический удар, в результате которого напор перед клапаном опять увеличится и превысит стабильное значение на H'_y (см. рис. 6.28).

Как видно из анализа процесса, изменение напора в трубопроводах при гидравлическом ударе имеет волновой характер с шагом полуволны z_y , равным фазе удара. Поскольку энергия удара расходуется на работу сил трения и деформацию трубопровода и жидкости, то амплитуда напоров ударной волны постепенно затухает.

С другой стороны клапана III, в точке 3, будет наблюдаться аналогичная картина.

Суммарный напор в трубопроводе, возникающий при гидравлическом ударе,

$$H_c = H \pm H_y, \quad (6.56)$$

где H — напор при стабильном режиме; H_y — напор гидравлического удара.

Суммарное давление при гидравлическом ударе

$$p_c = p \pm p_y, \quad (6.57)$$

где p — давление при стабильном режиме; p_y — давление гидравлического удара.

Схема тепловой сети, приведенная на рис. 6.27, имеет только иллюстративное значение. В реальных тепловых сетях, как правило, давление в подающем коллекторе ТЭЦ не фиксируется. Давление в обратном коллекторе ТЭЦ обычно поддерживается с помощью подпиточного устройства. Однако быстрое действие подпиточного устройства недостаточно для фиксации давления в условиях гидравлического удара. Поэтому в современных тепловых сетях практически отсутствуют точки фиксированного давления, способные погасить ударную волну.

В таких сетях под фазой удара понимают время, необходимое для перемещения ударной волны по сети от сечения ее возникновения до сечения встречи волн с противоположными знаками плюс время обратного возврата отраженных волн в исходные сечения.

Условно считая, что волны давления и разрежения движутся навстречу друг другу с одинаковой скоростью и встречаются в середине замкнутого контура сети, фазу удара можно определить по формуле

$$z_y = l/a, \quad (6.58)$$

где l — полная длина замкнутого контура сети, м.

Для сети, изображенной на рис. 6.27, a , полная длина замкнутого контура

$$l = l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{5-6} + l_{6-1}.$$

Когда изменение скорости воды в трубопроводе происходит не мгновенно, под Δw в формуле (6.54) следует понимать изменение скорости за время, равное фазе удара.

Если начальная скорость воды в трубопроводе была w_1 и за время $z > z_y$ эта скорость уменьшилась до w_2 , то при равномерном изменении скорости во времени

$$\Delta w = (w_1 - w_2) z_y/z. \quad (6.59)$$

Из совместного решения (6.54) и (6.59) следует, что давление гидравлического удара, Па,

$$p_y = (w_1 - w_2) a \rho z_y/z. \quad (6.60)$$

При $z \leq z_y$ в (6.60) необходимо подставлять $z_y/z = 1$.

Из совместного решения (6.58) и (6.60) получаем

$$p_y = J \rho, \quad (6.61)$$

или

$$H_y = J l/g,$$

где $J = (w_1 - w_2)/z$ — ускорение воды в трубопроводе при ударе, м/с^2 .

Если p_d — давление, допускаемое в трубопроводе по условию прочности, а p_p — рабочее давление, то допустимое максимальное ударное давление

$$p_y \leq (p_d - p_p). \quad (6.62)$$

Допустимое ускорение воды в трубопроводе, м/с^2 , которое должно учитываться при выборе быстродействия регулирующих и дросселирующих клапанов,

$$J \leq \frac{p_d - p_p}{l \rho} \quad (6.63)$$

можно определить из совместного решения (6.61) и (6.63).

Уравнение (6.60) может быть записано в следующей форме:

$$p_y/\Delta V = s_b z_y/z, \quad (6.64)$$

где $s_b = a \rho / f$ — *волновое сопротивление трубопровода*, $\text{Па} \cdot \text{с/м}^3$ (для данного трубопровода величина практически постоянная); ΔV — изменение объемного расхода воды в трубопроводе при ударе, $\text{м}^3/\text{с}$ ($V_1 = w_1 f$ — объемный расход воды в трубопроводе до удара, $\text{м}^3/\text{с}$; $V_2 = w_2 f$ — объемный расход воды в трубопроводе после удара, $\text{м}^3/\text{с}$); f — площадь сечения трубопровода, м^2 .

Аналогично

$$H_y/\Delta V = s_n^B z_y/z, \quad (6.64a)$$

где s_n^B — *волновое сопротивление трубопровода*, $\text{м} \cdot \text{с/м}^3$.

При $z \leq z_y$, т.е. когда время торможения потока воды равно или меньше фазы удара,

$$p_y/\Delta V = s_b$$

или

$$H_y/\Delta V = s_n^B. \quad (6.65)$$

Волновое сопротивление равно давлению (напору) гидравлического удара, возникающему в трубопроводе при изменении

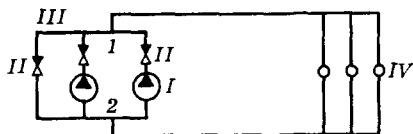


Рис. 6.29. Схема насосной установки

I — насос; II — обратный затвор; III — противоводная перемычка; IV — абонентские установки

в нем объемного расхода на $1 \text{ м}^3/\text{с}$ за время $z \leq z_y$.

Ударное давление, возникающее в системе теплоснабжения при внезапной остановке сетевых насосов, может быть найдено графическим методом, предложенным в работе [29].

Внезапная остановка сетевых насосов вызывает волновой процесс, сопровождающийся уменьшением давления на нагнетательном коллекторе насосной установки (рис. 6.29, точка 1) и повышением давления на всасывающем коллекторе (точка 2).

Зависимость изменения напоров (давлений) на коллекторах насосной от изменения расхода воды через насос определяется волновым сопротивлением подающих и обратных магистральных трубопроводов, соединенных с коллекторами насосной установки:

$$s_H^B = s_H^{B,n} + s_H^{B,0}, \quad (6.66)$$

где $s_H^{B,n} = a/(g\Sigma f_n)$ — волновое сопротивление подающих магистралей, $\text{м} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; $s_H^{B,0} = a/(g\Sigma f_0)$ — волновое сопротивление обратных магистралей, $\text{м} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; Σf_n и Σf_0 — суммарная площадь сечения соответственно подающих и обратных магистралей, отходящих от коллекторов насосной установки, м^2 .

На рис. 6.30 в H, V -координатах показана характеристика насосной установки. Точка A_n соответствует начальному режиму работы системы (до возникновения возмущения) при нормальной частоте вращения насосных агрегатов, равной n .

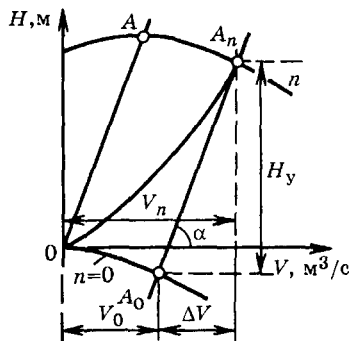


Рис. 6.30. Построение ударной характеристики насосной установки

При внезапном выключении двигателей частота вращения насосов снижается от n до нуля и система переходит в состояние A_0 . Расход воды через насосную установку уменьшается на $\Delta V = V_n - V_0$; при этом возникает ударный напор H_y . Ударная характеристика этого процесса — прямая $A_n A_0$, соединяющая начальное и конечное состояния системы, описывается уравнением волнового сопротивления (6.64а), где s_H^B — волновое сопротивление, определяемое по (6.66).

Тангенс угла наклона прямой $A_n A_0$ к оси абсцисс $\text{tg} \alpha = s_H^B z_y / z$. Распределение ударного напора между подающим и обратным коллекторами пропорционально их волновым сопротивлениям, а именно:

$$\left. \begin{aligned} H_{y,n} &= H_y s_H^{B,n} / s_H^B; \\ H_{y,0} &= H_y s_H^{B,0} / s_H^B; \end{aligned} \right\} \quad (6.67)$$

где $H_{y,n}$ и $H_{y,0}$ — ударные напоры в подающем и обратном коллекторах.

На рис. 6.31, а показан характер изменения напоров на подающем и обратном коллекторах насосной установки при внезапном выключении двигателей насосов. За время z , в течение которого частота вращения насоса уменьшается от нормального значения n до нуля, напор на обратном коллекторе повышается на H_0^y , а на подающем коллекторе снижается на H_y^n . Суммарный напор на обратном коллекторе достигает $H_0 +$

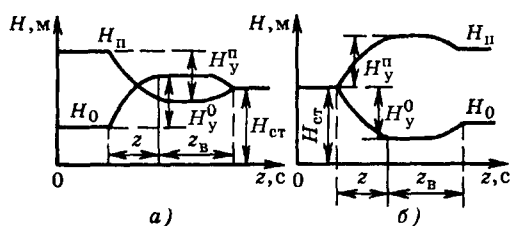


Рис. 6.31. Изменение напоров на коллекторах насосной установки при нарушении режима

а — внезапное отключение; *б* — внезапное включение

+ H_y^0 , а на подающем $H_{\text{п}} - H_y^{\text{п}}$. Через некоторое время волновой процесс затухает и в системе устанавливается статический напор $H_{\text{ст}}$.

При запуске насосов из неподвижного состояния «на сеть» с открытыми задвижками на подающем и обратном коллекторах также возникает волновой процесс, сопровождающийся повышением давления (напора) на подающем коллекторе (см. рис. 6.29, точка 1) и снижением напора на обратном коллекторе насосной (точка 2). На рис. 6.30 этот процесс показан с помощью ударной характеристик — прямой OA , описываемой (6.64).

На рис. 6.31, *б* в z, H -координатах показан характер изменения напоров на коллекторах насосной установки при запуске ее на сеть с открытыми задвижками.

Обычные автоматы, предохраняющие в стационарных условиях систему от опасных гидравлических режимов, как правило, не могут защитить ее от волновых явлений, возникающих при гидравлическом ударе.

Для защиты системы теплоснабжения от недопустимого повышения давления при гидравлическом ударе применяются специальные устройства, которые по принципу работы можно разделить на следующие группы:

1) устройства, изменяющие знак волны давлений. К ним относятся обратные клапаны на перемычках, соединяющих трубопроводы, в которых волны давлений имеют разные знаки. В частности, такие перемычки часто устанавливаются между обратным и подающими коллекторами насосных на ТЭЦ или в крупных котельных (см., например, перемычку *III* на рис. 6.29). При вне-

запной остановке насосов, когда давление в обратном коллекторе превышает давление в подающем коллекторе, открывается обратный клапан или затвор *II* на противоударной перемычке и давления в коллекторах выравниваются;

2) устройства, тормозящие распространение волнового процесса. К ним относятся газовые и воздушные колпаки;

3) устройства для сброса давлений. К ним относятся уравнильные резервуары, разрывные диафрагмы и предохранительные клапаны. Последние малонадежны из-за возможного прикипания и недостаточного быстрого действия;

4) устройства, изменяющие характеристику источника возмущения. К ним относится установка маховых колес на валу насоса, которые увеличивают момент инерции агрегата, благодаря чему возрастает его постоянная времени z_a . Это приводит к увеличению времени z , за которое при отключении электропитания частота вращения насоса изменяется от нормальной до нуля и, следовательно, снижает ударный напор, равный $H_y z_y / z$. Время, за которое частота вращения насоса при отключении электропитания изменяется в n_0/n_i раз, может быть определено по следующей приближенной формуле:

$$z_i = z_a (n_0/n_i - 1), \quad (6.68a)$$

где z_a — постоянная времени насосного агрегата, равная времени z_p , за которое при отключении электропитания частота вращения насоса изменяется в 2 раза ($n_0/n_i = 2$) [55]. С помощью постоянной времени z_a , которую можно определить опытным путем, легко построить зависимость частоты вращения насоса n_i от времени z_p , прошедшего после отключения электропитания, по формуле

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{1}{1 + z_i/z_a}. \quad (6.68б)$$

К этой же группе относятся быстродействующие устройства для автоматического включения резервного насоса при выходе из строя рабочего насоса.

Следует иметь в виду, что независимо от гидравлического удара, вызывающего волновой процесс изменения давления, при прекращении циркуляции воды может установиться повышенное статическое давление в системе под действием потенциальной энергии воды в трубопроводах, находящихся под давлением, которое может быть приближенно определено по формуле

$$p_{\text{ст}} = \Sigma H \Delta V \rho g / V, \quad (6.69)$$

где H — напор, отсчитанный от общей плоскости сравнения, под которым при циркуляции находится элементарный объем воды ΔV , м³; V — полный объем воды в системе, м³; $p_{\text{ст}}$ — давление, Па.

В некоторых случаях давление $p_{\text{ст}}$ может существенно превысить допустимое. Для предупреждения таких режимов остановка циркуляции воды в крупных тепловых сетях должна осуществляться по программе, предусматривающей предварительное снижение потенциальной энергии систем до прекращения циркуляции, например, путем дросселирования давления воды на нагнетательной линии сетевых насосов.

Контрольные вопросы и задания

1. Как определяется мощность, потребляемая насосами при номинальном режиме и при режимах, отличных от номинальных?
2. Представьте зависимость напора, подачи и мощности центробежного насоса от частоты вращения.
3. В чем состоит метод построения суммарной характеристики группы m параллельно включенных насосов?
4. В чем состоит метод построения суммарной характеристики группы m последовательно включенных насосов?

5. Представьте зависимость относительного расхода сетевой воды через абонентские установки от сопротивления сети и абонентских установок. Каким уравнением описывается эта зависимость?
6. Что такое гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения? С помощью какого коэффициента производится количественная оценка гидравлической устойчивости абонентских установок?
7. Почему в неавтоматизированных системах теплоснабжения коэффициент гидравлической устойчивости абонентских установок, присоединенных в конце магистрали, ниже, чем в начале магистрали?
8. Что такое нейтральная точка тепловой сети? С помощью какого устройства поддерживается постоянное давление в нейтральной точке?
9. Что понимается под начальной регулировкой тепловой сети открытой системы теплоснабжения по принципу «горизонтальной дорожки»? Для какой цели производится такая регулировка?
10. В чем состоит метод расчета потокораспределения в кольцевой сети?
11. В чем состоит метод расчета потокораспределения в водяной тепловой сети, питаемой от двух теплоисточников?
12. Что такое гидравлический удар в тепловой сети? Какова его причина?
13. Приведите формулу Жуковского для расчета давления гидравлического удара. На основе каких законов получена эта формула?
14. Почему давление гидравлического удара пропорционально длине магистральной тепловой сети? Из какого уравнения это следует?
15. Какие устройства применяются для защиты системы теплоснабжения от недопустимого повышения давления при гидравлическом ударе?
16. Приведите формулу для расчета допустимого быстродействия регулирующих и дросселирующих клапанов тепловых сетей. Из какого условия выведена эта формула?

ТЕПЛОФИКАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ

7.1. ТИПЫ УСТАНОВОК

Теплофикационное оборудование ТЭЦ предназначено для подготовки теплоносителя к транспортировке по тепловой сети и для приема использованного теплоносителя на ТЭЦ. Характер оборудования зависит от профиля ТЭЦ и типа системы теплоснабжения.

В водяных системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭЦ состоит, как правило, из пароводяных подогревателей, сетевых насосов, установок для подготовки подпиточной воды, включающих водоподготовку, деаэрационные устройства, аккумуляторы горячей воды и подпиточные насосы.

В паровых системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭЦ состоит обычно из системы баков и насосов для сбора, контроля и перекачки конденсата; паропреобразовательных установок для выработки из химически очищенной воды вторичного пара, используемого для теплоснабжения; компрессорных установок для повышения давления пара из отбора, если это давление ниже требуемого для теплоснабжения; редукционно-охладительных установок для снижения давления и температуры свежего пара, частично используемого в ряде случаев для теплоснабжения.

На современных ТЭЦ в нашей стране устанавливаются, как правило, теплофикационные турбины большой единичной мощности 50—250 МВт на высокие и сверхкри-

тические начальные параметры (при давлениях 13 и 24 МПа) двух основных типов: а) конденсационные с отбором пара (Т и ПТ); б) с противодавлением (Р).

В приложении 15 приведены характеристики основных типов турбин, устанавливаемых на ТЭЦ, работающих на органическом топливе. В настоящее время парк теплофикационных турбин действующих ТЭЦ включает еще много турбин небольшой единичной мощности (менее 25 МВт) на низкие и средние начальные давления (2,9—6,0 МПа), однако доля этих турбин в суммарной установленной мощности ТЭЦ, составившая в 1996 г. менее 6 %, непрерывно уменьшается.

Конденсационные турбины с отбором пара (типа Т и ПТ) являются универсальными. Эти турбины могут, как правило, развивать номинальную электрическую мощность независимо от нагрузки теплофикационных отборов. Однако, поскольку часть электрической энергии на этих турбинах вырабатывается конденсационным методом, средний удельный расход теплоты на выработанный 1 кВт·ч больше, чем у турбин с противодавлением.

Турбины с противодавлением вырабатывают электрическую энергию только комбинированным методом, поэтому удельный расход теплоты на выработанный 1 кВт·ч у этих турбин меньше, чем у конденсационных турбин с отбором пара. Недостатком этих турбин является жесткая зависимость развиваемой ими электрической мощности от тепловой нагрузки. По-

этому турбины с противодавлением используются обычно только для покрытия «базовой» части теплового графика.

Для удовлетворения пиковой тепловой нагрузки на современных ТЭЦ обычно используются водогрейные котлы, работающие, как правило, на газомазутном топливе. На ТЭЦ, работающих на твердом топливе, пиковую тепловую нагрузку целесообразно покрывать от паровых котлов низкого или среднего давления, пар которых используется для подогрева сетевой воды в пароводяных подогревателях.

В приложениях 16 и 17 приведены основные характеристики водогрейных котлов серийного производства и паровых котлов низкого и среднего давления [37, 95, 149]. На промышленных ТЭЦ для этой цели часто используется также пар из котлов-утилизаторов (КУ), вырабатываемый на базе теплоты отходящих газов промышленных печей.

Теплофикационное оборудование ТЭЦ оснащается приборами авторегулирования для поддержания заданных параметров теплоносителя и приборами учета теплоты. Теплофикационные установки ТЭЦ могут выполняться как центральными для всей ТЭЦ, так и поагрегатными при отдельных теплофикационных турбинах. На мощных ТЭЦ с крупными теплофикационными турбинами типа Т-250/300-240, Т-175/210-130, Т-100-130, Т-50-130 теплофикационные подогреватели встроены непосредственно в турбинную установку и конструктивно составляют с ней одно целое. Поэтому подогревательные установки и сетевые насосы на таких станциях имеют обычно поагрегатную компоновку.

Установки для восполнения водоразбора и утечки воды из сети сооружаются в большинстве случаев центрального типа для всей станции. Центрального типа сооружаются также обычно конденсатосборные устройства, компрессорные и дросельно-увлажнительные установки.

7.2. ПАРОВОДЯНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В настоящее время на мощных ТЭЦ применяются, как правило, поагрегатные теплофикационные подогревательные установки поверхностного типа. Подогреватели сетевой воды в этих установках выполняются горизонтальными и располагаются непосредственно под цилиндрами турбин [14, 82].

Основные характеристики сетевых подогревателей турбин Уральского турбомоторного завода приведены в приложении 18.

Каждый подогреватель представляет собой пароводяной горизонтальный теплообменник с цельносварным корпусом. Трубный пучок состоит из прямых трубок, развальцованных с обеих сторон в трубных досках. Во всех подогревателях, кроме подогревателей турбины Т-250/300-240, трубный пучок выполняется из латунных трубок. В подогревателях, устанавливаемых с турбиной Т-250/300-240, работающей на серкритических начальных параметрах пара, трубки выполняются из нержавеющей стали Х18Н9Т для предупреждения осаждения меди на лопатках проточной части турбины. Для обеспечения повышенной плотности соединений трубок с трубными досками у этих подогревателей кроме развальцовки применяется также приварка трубок.

На рис. 7.1 показан общий вид горизонтального теплофикационного подогревателя ПСГ-5000-3,5-8-1 с площадью поверхности нагрева около 5000 м^2 , являющегося одной из ступеней нагрева сетевой воды турбоустановки Т-175/210-130.

Расчетное рабочее давление со стороны пара составляет 0,35, со стороны воды 0,8 МПа. Поверхность нагрева выполнена из 7600 латунных трубок марки Л-68 (68 % меди, 32 % цинка) диаметром 25/23 мм, длиной 8 м. Под подогревателем установлен конденсатосборник диаметром 900 мм, из которого конденсат отводится насосом в регенеративные подогреватели турбин-

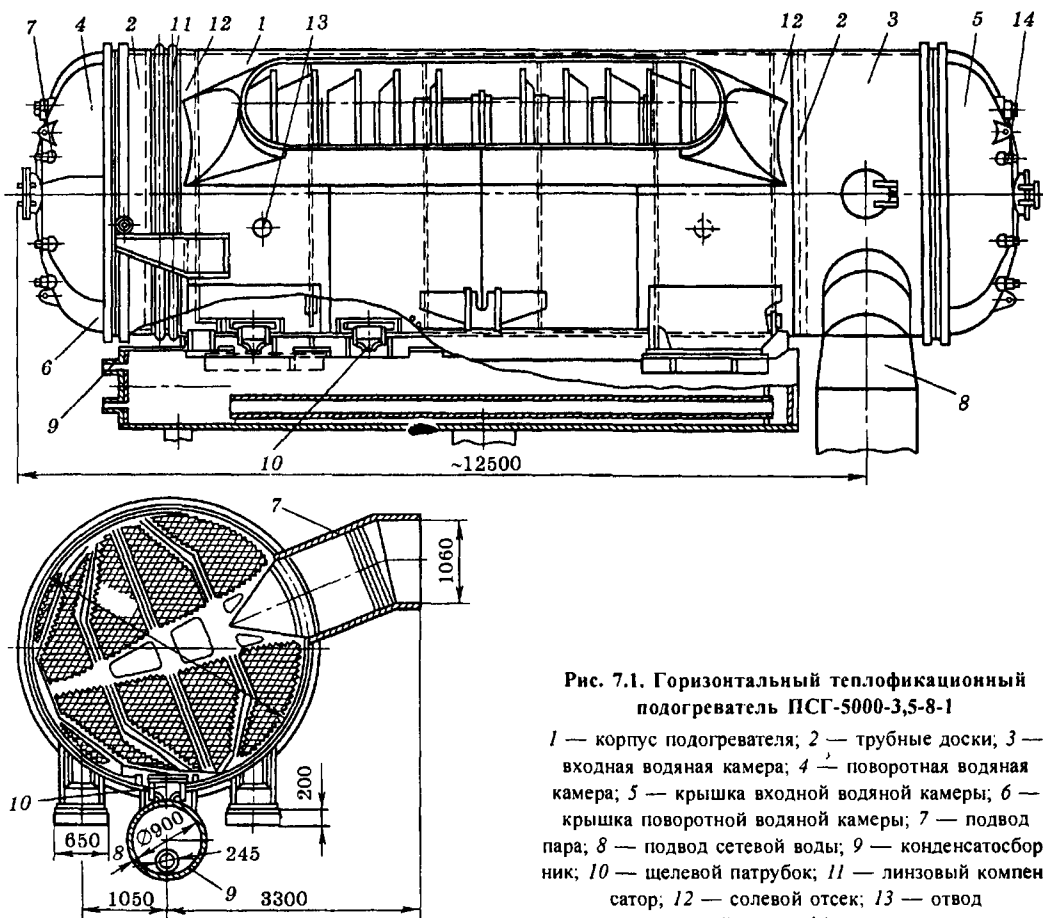


Рис. 7.1. Горизонтальный теплофикационный подогреватель ПСГ-5000-3,5-8-1

1 — корпус подогревателя; 2 — трубные доски; 3 — входная водяная камера; 4 — поворотная водяная камера; 5 — крышка входной водяной камеры; 6 — крышка поворотной водяной камеры; 7 — подвод пара; 8 — подвод сетевой воды; 9 — конденсатосборник; 10 — щелевой патрубок; 11 — линзовый компенсатор; 12 — солевой отсеk; 13 — отвод паровоздушной смеси; 14 — анкерная связь

ной установки. Для защиты турбины от разгона при внезапном сбросе электрической нагрузки и закрытии стопорного клапана соединение конденсатосборника с корпусом подогревателя выполнено в виде узкой щели. Назначение ее — тормозить вскипание конденсата в конденсатосборнике при падении давления в паровом пространстве подогревателя ниже давления насыщения конденсата в конденсатосборнике.

При достаточной чистоте поверхностей нагрева, высоких скоростях воды (примерно 1,5—2,0 м/с) и надежном дренаже конденсата и воздуха из парового пространства в теплофикационных пароводяных подогревателях коэффициенты теплопередачи достигают значений 3000—4000 Вт/(м² · К).

Для получения больших скоростей воды в трубах подогреватель выполнен четырехходовым. Ходы образуются перегородками в передней и задней камерах. Перегородки делят трубный пучок на несколько частей по числу ходов. Плоскости соприкосновения перегородок с трубными досками уплотняются асбестовыми или свинцовыми прокладками для предупреждения протекания воды помимо трубок. Паровоздушная смесь отводится через патрубки на боковой поверхности корпуса.

Для компенсации температурных деформаций на корпусе подогревателя установлен двухволновой линзовый компенсатор.

Современные мощные теплофикационные установки имеют две ступени сетевых

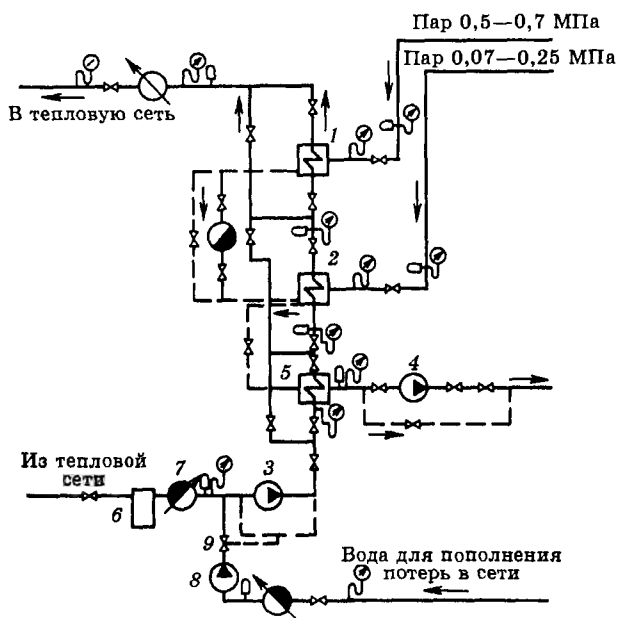


Рис. 7.2. Принципиальная схема двухступенчатой поверхностной пароводяной подогревательной установки

1 — пиковый подогреватель; 2 — основной подогреватель; 3 — сетевой насос; 4 — конденсатный насос; 5 — охладитель конденсата; 6 — грязевик; 7 — водомер; 8 — подпиточный насос; 9 — регулятор подпитки

насосов. Назначением сетевых насосов первой (бустерной) ступени является обеспечение необходимого давления сетевой воды на всасе сетевых насосов второй ступени. Сетевые насосы второй ступени устанавливаются после сетевых подогревателей и обеспечивают циркуляцию сетевой воды в системе теплоснабжения. На ТЭЦ небольшой мощности часто сооружаются общестанционные теплофикационные установки, использующие отработавшую теплоту нескольких турбоустановок. На рис. 7.2 представлена принципиальная схема такой установки.

Недостаток сетевых насосных установок действующих ТЭЦ заключается в отсутствии на них устройств для регулирования частоты вращения (тиристорных преобразователей или гидромуфт). Из-за этого имеет место существенный перерасход электрической энергии при переменных режимах, отличных от расчетного, например, в летний период вследствие неоправданно высоких напоров, развиваемых этими насосными установками, при сниженных расходах сетевой воды.

На рис. 7.3 показан вертикальный пароводяной подогреватель конструкции Ленинградского металлического завода.

В этом подогревателе разделительные перегородки в водяных камерах делят трубную систему на ряд сегментов. При такой схеме распределения ходов температуры трубок в смежных ходах близки между собой, поэтому в трубках не возникает больших термических напряжений.

Вода подводится и отводится из аппарата при помощи штуцеров, приваренных к верхней камере. Пар подводится к корпусу через боковой патрубок. Конденсат отводится из корпуса через отверстие в нижнем днище. Для продувки парового пространства для удаления воздуха в нижней части боковой поверхности корпуса имеются дренажные отверстия. В приложении 19 приведены технические характеристики серийных пароводяных поверхностных подогревателей, выпускаемых Саратовским заводом энергетического машиностроения.

Корпуса и трубные доски станционных пароводяных подогревателей выполняются стальными. Поверхность нагрева обычно выполняется из латунных трубок марки Л-68.

Тепловой и гидравлический расчет поверхностных теплообменных аппаратов. В задачу теплового расчета входит оп-

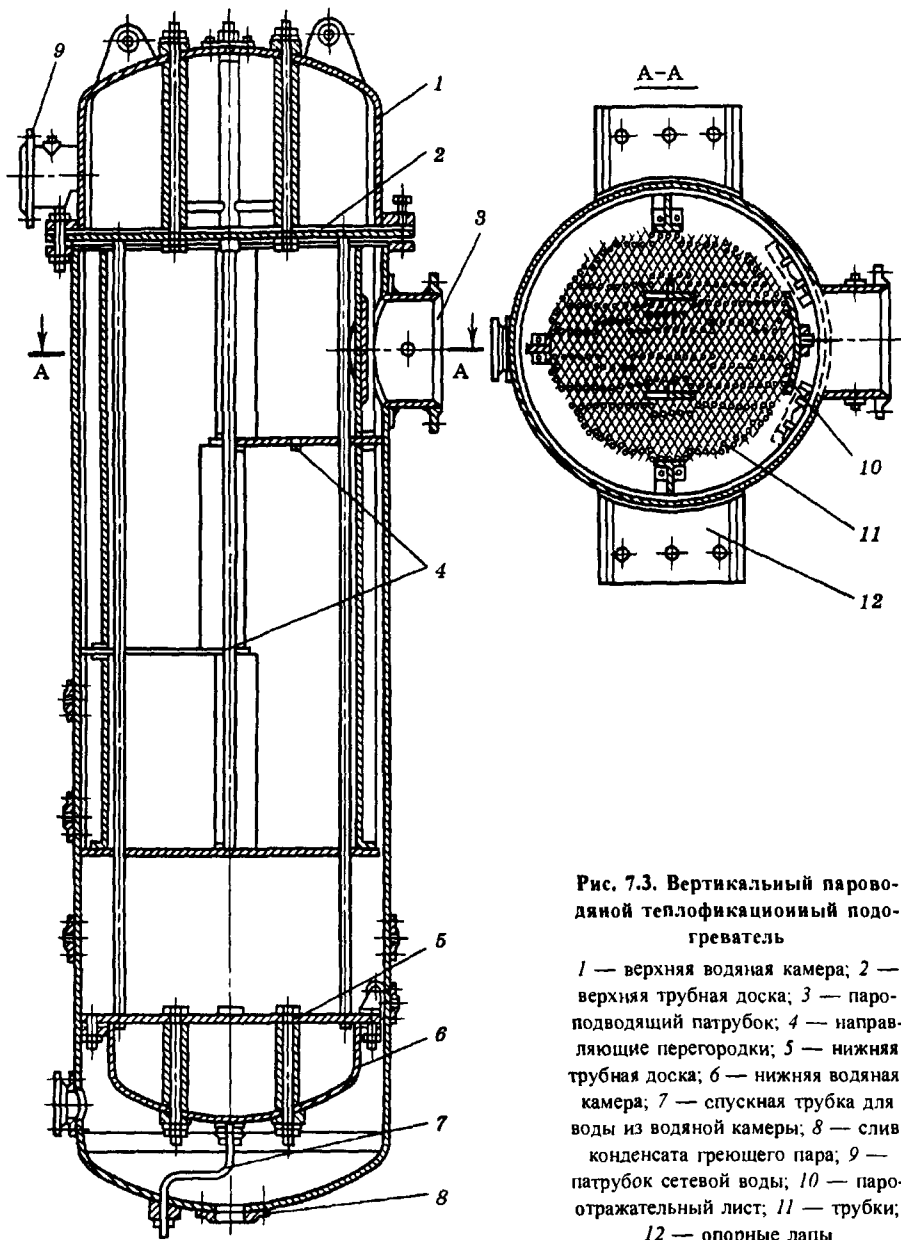


Рис. 7.3. Вертикальный пароводяной теплофикационный подогреватель

1 — верхняя водяная камера; 2 — верхняя трубная доска; 3 — паропроводящий патрубок; 4 — направляющие перегородки; 5 — нижняя трубная доска; 6 — нижняя водяная камера; 7 — спускная трубка для воды из водяной камеры; 8 — слив конденсата греющего пара; 9 — патрубок сетевой воды; 10 — паротракторный лист; 11 — трубы; 12 — опорные лапы

ределение площади поверхности нагрева, а также тепловой нагрузки аппаратов при заданных их конструктивных размерах и параметрах теплоносителей на входе в аппарат. Решение второй задачи проводится с помощью соотношений для характеристик (4.6)—(4.10).

В задачу гидравлического расчета входит определение потерь напора в аппаратах со стороны первичного и вторичного теплоносителей.

В связи с различной методикой расчеты поверхностных и смешивающих аппаратов рассматриваются отдельно.

Площадь поверхности нагрева теплообменных аппаратов вычисляется по формуле

$$F = Q / k \Delta t, \quad (7.1)$$

где Q — тепловая нагрузка аппарата, Вт; F — площадь поверхности теплообмена, м^2 ; k — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt — средняя разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями, $^{\circ}\text{C}$.

При прямотоке или противотоке среднюю разность температур находят как

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (7.2)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ — большая и меньшая разности температур между греющим и нагреваемым теплоносителями на входе и выходе теплообменника.

Коэффициент теплопередачи поверхностных аппаратов

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \Sigma \delta / \lambda}, \quad (7.3)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи между греющим и нагреваемым теплоносителями и стенкой; $\Sigma \delta / \lambda$ — термическое сопротивление стенки трубок и слоя загрязнений.

Коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя в стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

при турбулентном движении воды вдоль трубок

$$\alpha = (1630 + 21t - 0,041t^2)w^{0,8}/d^{0,2}; \quad (7.4)$$

при турбулентном движении воды поперек пучка трубок

$$\alpha = (1163 + 17,5t - 0,0465t^2)w^{0,64}/d^{0,36}; \quad (7.5)$$

при пленочной конденсации на вертикальной стенке и малой скорости пара

$$\alpha = \frac{7400 + 75,5t_{\text{к}} - 0,23t_{\text{к}}^2}{(H\theta)^{0,22}}; \quad (7.6)$$

при пленочной конденсации пара на наружной поверхности горизонтального пучка трубок

$$\alpha = \frac{4920 + 58t_{\text{к}} - 0,175t_{\text{к}}^2}{(md\theta)^{0,25}}, \quad (7.7)$$

где t — средняя температура воды, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{к}}$ — температура пленки конденсата — средняя между температурой насыщенного пара и стенки, $^{\circ}\text{C}$; θ — разность температур насыщенного пара и стенки, $^{\circ}\text{C}$; w — скорость воды, $\text{м}/\text{с}$; d — диаметр трубки, м ; m — среднее число трубок в вертикальном ряду; H — высота ламинарной пленки конденсата на трубках, м .

При отсутствии межтрубных перегородок обычно принимают H равной высоте трубки, при наличии перегородок — вертикальному расстоянию между ними.

При заданных расходах и параметрах теплоносителя тепловая нагрузка аппаратов Q , Дж/с или Вт, определяется по приведенным ниже формулам:

для пароводяного подогревателя

$$Q = D_1(h_1 - h_{\text{к}1})\eta = G_2c(t_1 - t_2); \quad (7.8)$$

для водо-водяного подогревателя

$$Q = G_1c(\tau_1 - \tau_2)\eta = G_2c(t_1 - t_2); \quad (7.9)$$

для паро-парового преобразователя

$$Q = D_1(h_1 - h_{\text{к}1})\eta = D_2(h_2 - h_{\text{к}2}); \quad (7.10)$$

для водопарового преобразователя

$$Q = G_1c(\tau_1 - \tau_2)\eta = D(h_2 - h_{\text{к}2}), \quad (7.11)$$

где G_1 , G_2 — расходы греющей и нагреваемой воды, $\text{кг}/\text{с}$; D_1 и D_2 — расходы греющего и вторичного пара, производимого в преобразователях, $\text{кг}/\text{с}$; h_1 и h_2 — энтальпии греющего и вторичного пара, производимого в преобразователях, Дж/кг; $h_{\text{к}1}$ — энтальпия конденсата греющего пара, Дж/кг; $h_{\text{к}2}$ — энтальпия питательной воды перед преобразователем; c — теплоемкость воды, $c = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; τ_1 и τ_2 — температуры греющей воды перед аппаратом и после

него, °C; t_1 и t_2 — температуры нагреваемой воды после аппарата и перед ним, °C; η — термический КПД аппарата.

Под термическим КПД водоподогревателя и паропреобразователя понимается отношение количества теплоты, полученной в аппарате нагреваемым теплоносителем, к количеству теплоты, отданной греющим теплоносителем:

$$\eta = Q_2 / Q_1. \quad (7.12)$$

Термический КПД характеризует тепловые потери аппарата в окружающую среду, но не определяет необратимые потери эксергии при теплообмене, т.е. работоспособности теплоты. В мощных аппаратах с удовлетворительной тепловой изоляцией η достигает 0,98—0,99.

Пароводяные подогревательные установки смешивающего типа. В системах теплофикации и централизованного теплоснабжения получили применение смешивающие подогревательные установки, в которых отработавший пар кузнечных прессов и молотов используется для подогрева сетевой воды, а также для термической деаэрации подпитки тепловых сетей.

На рис. 7.4 показана схема пароводяной подогревательной установки смешивающего типа.

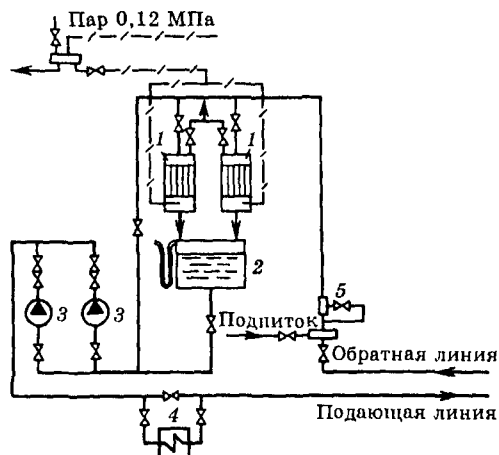


Рис. 7.4. Принципиальная схема пароводяной подогревательной установки смешивающего типа
1 — пленочный подогреватель; 2 — сборный бак; 3 — сетевой насос; 4 — пиковый котел; 5 — грязевик

В качестве аппаратов подогрева применены пленочные подогреватели. В этих подогревателях пар низкого давления (обычно 0,11—0,12 МПа) приходит в непосредственный контакт с нагреваемой водой, передает ей свою теплоту и конденсируется на ее поверхности. Нагретая вода в смеси с конденсатом греющего пара сливается из подогревателей в сборный бак. Из сборного бака вода забирается циркуляционными насосами и подается для дальнейшего подогрева в поверхностные пароводяные подогреватели, или в водогрейные котлы, или в тепловую сеть.

Для защиты от аэрации сетевой воды в схеме теплоподготовительной установки предусмотрена перемычка, позволяющая постоянно поддерживать в пленочных подогревателях температуру воды 100—100,5 °C при избыточном давлении паровой подушки 5—6 кПа независимо от температурного режима подающей линии тепловой сети. При температурах воды в подающей линии ниже 100 °C часть воды из обратной линии подается по перемычке во всасывающий коллектор циркуляционных насосов помимо пленочных подогревателей.

Конструкции смешивающих пароводяных подогревателей весьма многообразны. На рис. 7.5 представлен разрез пленочного подогревателя конструкции С.Ф. Копьева [49]. Корпус подогревателя представляет собой вертикальный цилиндр 3. В корпус вставлен пучок концентрических цилиндров 4 из листовой стали толщиной 1—2 мм. В верхнем торце внутреннего цилиндра установлена отбойная розетка 2. Вода из обратной линии тепловой сети поступает через сопло 1, вваренное в верхнее днище подогревателя. Выходя из сопла со скоростью 5—6 м/с, вода ударяется о розетку 2, разбрызгивается и, падая на поверхность вертикальных концентрических цилиндров 4, стекает в виде пленки. Каждый квадратный метр поверхности нагрева, так как пленка воды омывает цилиндры с обеих сторон.

Навстречу воде снизу поднимается пар, который вводится в подогреватель через патрубок 6, вваренный в нижнюю часть корпуса 5, под пучком вертикальных концентрических цилиндров 4. Пар вступает в непосредственное соприкосновение с пленкой воды, конденсируется на поверхности пленки и нагревает ее. Газы, выде-

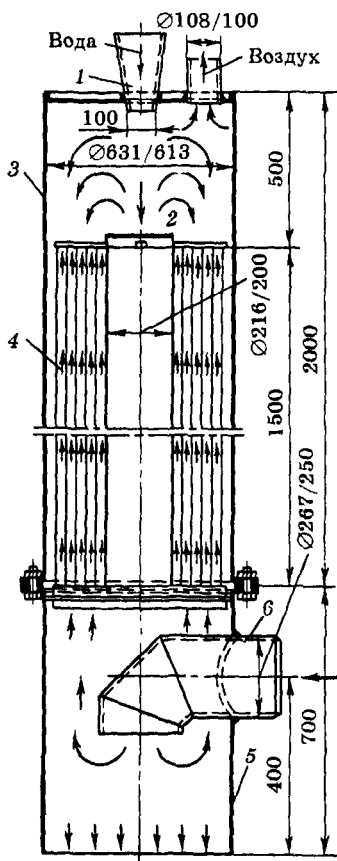


Рис. 7.5. Пленочный подогреватель

ляющиеся из воды в процессе ее подогрева, отводятся наружу через дренажную трубу.

На рис. 7.6 приведены результаты проведенного Всесоюзным теплотехническим институтом испытания пленочного подогревателя [101]. Данные испытания относятся к подогревателю с площадью поверхности нагрева 30 м^2 . Расход воды через подогреватель во время испытания составлял $5,5 \text{ кг/с}$.

Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, определялся по формуле

$$k = Q / (F \Delta t), \quad (7.13)$$

где Q — тепловая нагрузка, Дж/с ; F — видимая площадь поверхности контакта водяной пленки и пара, т.е. удвоенная площадь поверхности вертикальных цилиндров аппарата, м^2 ; Δt — средне-

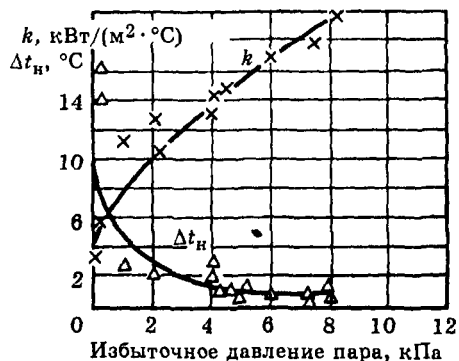


Рис. 7.6. Результаты испытания пленочного подогревателя

$F = 30 \text{ м}^2$; расход воды $5,3 \text{ кг/с}$; k — коэффициент теплопередачи, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $\Delta t_n = \tau - t_1$ — недогрев воды до температуры насыщения пара

логарифмическая разность температур между греющим паром и водой, $^\circ\text{C}$.

Недогрев Δt_n рассчитывается как

$$\Delta t_n = \tau - t_1, \quad (7.14)$$

где τ — температура насыщения греющего пара; t_1 — температура воды после пленочного подогревателя.

7.3. ВОДОПОДГОТОВКА ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Для обеспечения надежной, долговечной и безаварийной работы системы теплоснабжения необходима качественная подготовка сетевой и подпиточной воды. Особенно важное значение имеет водоподготовка в открытых системах теплоснабжения, где расход подпиточной воды велик, поскольку он восполняет кроме утечек воды из сети также расход воды на горячее водоснабжение.

Подпиточная вода не должна вызывать накипеобразования и шламовыделения в подогревателях, трубопроводах и местных системах, а также коррозию металла [73].

В открытых системах подпиточная вода должна согласно требованиям санитарного надзора соответствовать ГОСТ 2874-82* «Вода питьевая» по всем показателям, кроме температуры.

Согласно *Правилам технической эксплуатации (ПТЭ) [80] сетевая и подпиточная вода теплосетей должна удовлетворять следующим нормам:*

- *содержание кислорода не более 0,05 мг/л;*
- *содержание взвешенных частиц не более 5,0 мг/л;*
- *при наличии в системе теплоснабжения пиковых водогрейных котлов остаточная карбонатная жесткость должна быть не более 400 мкг-экв/л при нулевом содержании свободной углекислоты;*
- *при отсутствии в системе пиковых водогрейных котлов остаточная карбонатная жесткость может быть выше, но не более 700 мкг-экв/л [80], содержание свободной углекислоты не нормируется;*
- *значение pH для закрытых систем теплоснабжения в пределах 8,3—9,5; для открытых систем 8,3—9,0; при этом верхний предел pH допускается при глубоком умягчении воды, а нижний с разрешения энергосистемы может корректироваться в зависимости от интенсивности коррозионных явлений в системе теплоснабжения. Для закрытых систем верхний предел pH допускается поддерживать на уровне до 10,5 при одновременном уменьшении карбонатного индекса до 0,1 (мг-экв/дм³)².*

Необходимость более глубокой обработки подпиточной воды в системах с пиковыми водогрейными котлами объясняется более высокой температурой поверхности нагрева котлов по сравнению с пароводяными подогревателями.

Кроме того, для обеспечения в открытых системах теплоснабжения требуемого качества горячей воды, подаваемой абонентам в соответствии с ГОСТ 2874-82* «Вода питьевая», исходная вода, используемая для приготовления подпиточной воды, должна иметь низкую окисляемость (не более 4 мг/л).

Опыт эксплуатации открытых систем теплоснабжения показывает, что при повышенной окисляемости сетевой воды в застойных зонах системы возникают сульфидные загрязнения, сообщающие воде неприятный запах и цветность.

Для удовлетворения норм ПТЭ вода, используемая для подпитки тепловых сетей и СЦТ, должна быть предварительно обработана. Под обработкой подпиточной воды подразумевается удаление из нее растворенных газов, главным образом кислорода O₂ и диоксида углерода CO₂ — основных коррозионных агентов, и создание таких условий, при которых соли временной жесткости, если таковые в воде имеются, не выпадали бы в системе и не вызывали образования накипи и шлама. Для подпитки тепловых сетей должна применяться деаэрированная вода (природная или умягченная содово-известковым, катионитным или другим методом) или вода со стабилизированной жесткостью.

Умягчение воды. Снижение карбонатной (временной) жесткости воды, используемой для подпитки тепловых сетей, производится в большинстве случаев в катионитных фильтрах, т.е. фильтрах, заполненных катионными материалами (сульфуголь, сильнокислотный катионит КУ-2-8, леватит S-100 и др.). Только при мягких водах с содержанием карбонатной жесткости $J_{\text{к}} \leq 1,0$ мг-экв/л применяются более простые методы обработки — термическая стабилизация и последующая фильтрация.

Действующими нормами [73] в открытых системах теплоснабжения допускается обработка подпиточной воды посредством ее подкисления улучшенной контактной серной кислотой (ГОСТ 2184-77*) при автоматическом дозировании кислоты и автоматической защите от переокисления воды.

На рис. 7.7 показана принципиальная схема установки для обработки подпиточной воды, состоящая из Н-катионитного фильтра 1, атмосферного деаэратора 8 и аккумулятора деаэрированной воды 13.

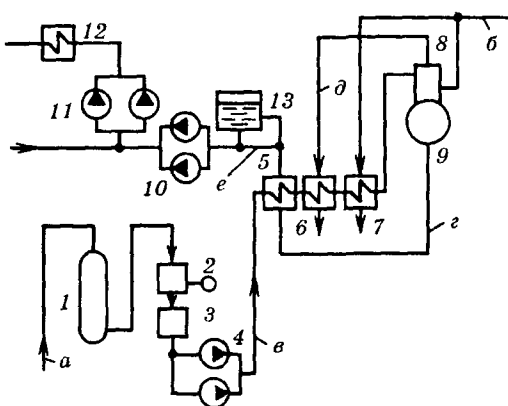


Рис. 7.7. Принципиальная схема установки для обработки подпиточной воды Н-катионированием и деаэрацией

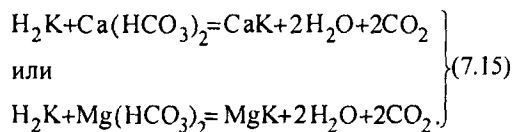
1 — катионитный фильтр; 2 — декарбонизатор; 3 — бак умягченной воды; 4 — насосы; 5 — охладитель деаэрированной воды; 6 — охладитель выпара; 7 — пароводяной подогреватель; 8 — деаэрационная головка; 9 — бак деаэрированной воды; 10 — подпиточные насосы; 11 — сетевые насосы; 12 — теплофикационный подогреватель; 13 — аккумулятор. трубопроводы: а — сырой водопроводной воды; б — греющего пара; в — холодной умягченной воды; г — горячей деаэрированной воды; д — охлажденной деаэрированной воды; е — обработанной воды

Водопроводная вода проходит через Н-катионитный фильтр 1, затем пропускается через декарбонизатор 2 и поступает в бак умягченной воды 3. Из бака вода забирается насосами 4 и прокачивается через водо-водяной охладитель деаэрированной воды 5, охладитель выпара 6 и пароводяной подогреватель 7 в головку деаэратора 8. Деаэрированная вода поступает в бак 9, установленный под деаэратором. Бак соединен с подпиточными насосами 10 и аккумулятором 13. С помощью аккумуляторов выравнивается график нагрузки, что позволяет уменьшить требуемую мощность водоподогревательной и деаэрационной установок. В периоды малых расходов подпиточной воды, что имеет место в открытых системах при низкой нагрузке горячего водоснабжения, часть обработанной воды поступает из деаэратора в аккумулятор. В периоды большой нагрузки горячего водоснабжения обработанная вода поступает

в подпиточные насосы 10 параллельно из деаэратора и аккумулятора.

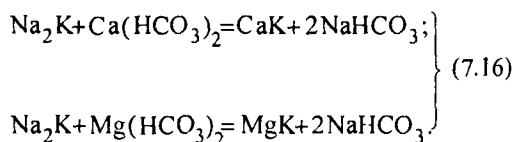
При проходе исходной воды через катионитные фильтры катионы кальция и магния, растворенные в воде, составляющие основу карбонатной (временной) жесткости, обмениваются на катионы Na и H. После катионитовой обработки в воде остаются соли натрия, щелочи и кислоты, которые при нагревании не дают осадка в виде шлама и накипи. Кальций и магний остаются в фильтре на зернах катионного вещества и в последующем выводятся из фильтра при его регенерации.

При обработке воды по схеме Н-катионирования реакция описывается формулами



При Н-катионировании сильно возрастает в воде концентрация двуокиси углерода, являющейся катализатором коррозии. Для снижения концентрации CO_2 обрабатываемая вода после Н-катионитных фильтров пропускается через декарбонизаторы. Регенерация Н-катионитных фильтров производится серной или соляной кислотой.

При обработке воды по схеме Na-катионирования реакция описывается формулами



Образовавшийся в воде после фильтров карбонат натрия NaHCO_3 распадается при высокой температуре (выше 150°C) на гидроксид натрия (NaOH) и диоксид углерода (CO_2), являющиеся коррозионными агентами. Поэтому Na-катионитную обработку воды применяют обычно при отсутствии в системе пиковых котлов и подогреве сетевой воды в пароводяных подогревателях до температуры не выше 150°C . Регенерация фильтров производится поваренной солью.

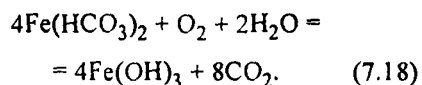
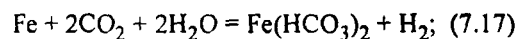
В приложении 22 приведены удельные расходы реагентов при катионитной водо-подготовке.

Деаэрация воды. Внутренняя коррозия стальных трубопроводов и оборудования вызывается растворенными в воде газами: кислородом O_2 , диоксидом углерода CO_2 , а также хлоридами Cl и сульфатами SO_4 .

Особенно высокую коррозионную активность имеет кислород в присутствии углекислоты, которая в этом случае играет роль коррозионного катализатора.

Коррозионная активность агента характеризуется *коррозионным коэффициентом* K , представляющим собой отношение массы металла, переведенного в продукт коррозии, к расходу коррозионного агента.

При наличии в воде растворенного кислорода и диоксида углерода процесс коррозии железа описывается следующими формулами:

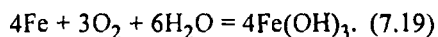


В процессе реакции каждая молекула растворенного кислорода переводит в продукт коррозии четыре молекулы железа.

Коррозионный коэффициент кислорода при этой реакции

$$K_{O_2} = 4Fe/O_2 = 4 \cdot 56/32 = 7.$$

При отсутствии в воде растворенного диоксида углерода реакция проходит в виде



Коррозионный коэффициент кислорода при этой реакции

$$K_{O_2} = 4Fe/3O_2 = 4 \cdot 56/3 \cdot 32 = 2,34,$$

т.е. в 3 раза меньше, чем в присутствии растворенного диоксида углерода.

Коррозионная активность CO_2 в отсутствие растворенного кислорода значительно ниже. Реакция проходит по (7.17), а коррозионный коэффициент углекислоты

$K_{CO_2} = Fe/2CO_2 = 56/2 \cdot 44 = 0,64$, т.е. в 2,74 раза меньше, чем кислорода в отсутствие CO_2 , и в 11 раз меньше, чем кислорода в присутствии CO_2 .

Основным методом удаления из воды растворенных газов является *термическая деаэрация*. Максимальное количество газа, которое может быть растворено в воде, пропорционально парциальному давлению газов над водой. По закону Генри

$$c_p = \psi p_i, \quad (7.20)$$

где c_p — максимальное количество газа, которое может быть растворено в воде, мг/л (c_p часто называют равновесной концентрацией растворенного газа); p_i — парциальное давление данного газа над водой, Па; ψ — коэффициент массовой растворимости, мг/(л · Па). Коэффициент растворимости ψ зависит от температуры воды. В приложении 23 приведены значения ψ для кислорода, углекислоты и азота.

Парциальное давление газа над водой, соответствующее действительному количеству растворенного газа, называется равновесным давлением. Равновесное давление газа, Па,

$$p_p = c_d/\psi, \quad (7.21)$$

где c_d — действительное массовое количество растворенного газа в воде, мг/л.

Таким образом, равновесная концентрация газа в воде c_p является функцией действительного парциального давления данного газа над водой p_i , а равновесное парциальное давление газа над водой является функцией действительной концентрации растворенного газа в воде c_d .

Если парциальное давление газа над водой выше равновесного давления ($p_i > p_p$), то происходит абсорбция газа водой, т.е. вода растворяет газ. Если парциальное давление $p_i < p_p$, то происходит десорбция газа из воды, т.е. газ выделяется из воды.

В термических деаэраторах обрабатываемая вода находится в контакте с газопаровой смесью. Парциальное давление отдельных составляющих газопаровой смеси

$$p_i = p_c g_i R_i / R_c \quad (7.22)$$

где p_c — суммарное давление смеси; g_i — относительная масса данного газа в смеси, т.е. отношение массы данного газа G_i к массе смеси G_c ; R_i — газовая постоянная данного газа; R_c — газовая постоянная смеси:

$$R_c = \Sigma g_i R_i \quad (7.23)$$

Разность равновесного парциального и действительного парциального давлений газа $\Delta p = p_p - p_i$ является движущей силой термической деаэрации. Для достижения глубокой дегазации воды необходимо, чтобы действительное парциальное давление удаляемого газа в подводимом к деаэратору греющем паре было минимальным.

Повышению разности Δp равновесного и действительного парциальных давлений в деаэраторе способствует увеличение выпара из деаэратора. Обычно в деаэрационных установках для использования теплоты выпара перед деаэратором включают пароводяной теплообменник, в котором подогревают воду, направляемую в деаэратор (см., например, теплообменник 6 на рис. 7.7).

Взаимодействие между греющим паром и обрабатываемой водой можно организовать двумя способами — распределением потоков воды в паровой среде и распределением пара внутри потока жидкости. Первый способ взаимодействия осуществляется в струйных, пленочных, капельных, насадочных (например, кольца Рашига) аппаратах; второй способ — в барботажных аппаратах. При барботажном способе удельная площадь поверхности контакта фаз на единицу объема аппарата значительно (в 5—10 раз) больше, что обеспечивает более глубокую дегазацию.

При использовании только одного из указанных способов обработки воды деаэратор называют одноступенчатым, при использовании обоих способов — двухступенчатым.

Для обработки подпиточной воды тепловых сетей в зависимости от параметров греющей среды применяются термические

деаэраторы атмосферного или вакуумного типа. Область их использования и схемы включения в тепловую схему станции описаны в § 3.2.

На рис. 7.8 приведена принципиальная схема двухступенчатого вакуумного деаэратора (ДСВ) системы НПО ЦКТИ. Благодаря наличию в этом деаэраторе двух ступеней дегазации — струйной и барботажной — обрабатываемая вода освобождается не только от кислорода, но и от свободного диоксида углерода. Холодная вода, направляемая после химводоочистки на деаэрацию, подводится по трубе 1 к распределительному коллектору 2, а из него на первую дырчатую тарелку 3. При больших расходах вода с первой тарелки 3 перепускается через короб 4 на третью тарелку 6. Вода, прошедшая через отверстия первой тарелки, попадает на вторую тарелку 5. Первые две тарелки 3 и 5 являются, по существу, охладителями выпара. Третья тарелка 6 является основной. С третьей тарелки вода попадает на четвертую тарелку 7, а затем на барботажный лист 8. После обработки на барботажном листе 8 деаэрированная вода отводится из деаэратора через канал 13 и патрубок 9.

Греющая среда — пар или горячая вода — подводится в деаэратор через патрубок 10 в отсек 11. При входе в отсек 11 горячая вода вскипает и поток с помощью жалюзи 12 разделяется на пар и воду.

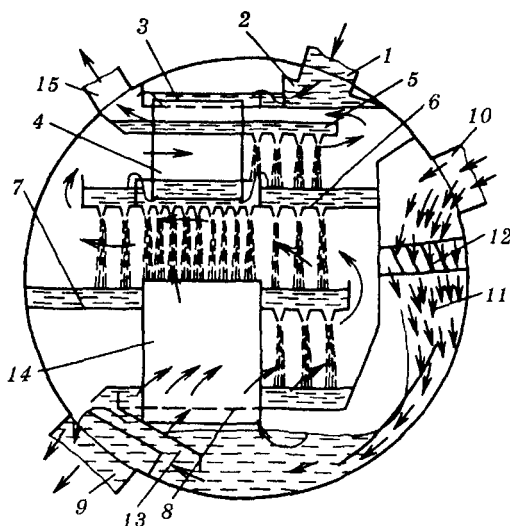


Рис. 7.8. Принципиальная схема двухступенчатого вакуумного деаэратора системы НПО ЦКТИ

Выделившийся при вскипании воды или подведенный извне греющий пар поступает под барботажный лист 8, а вода сливается по внутренней поверхности корпуса деаэратора и по каналу 13 поступает в смеси с деаэрированной водой в отводящий патрубок 9.

Проходя сквозь отверстия барботажного листа 8 и слой воды на нем, пар нагревает воду практически до температуры кипения при давлении в деаэраторе.

Пар, прошедший сквозь барботажный лист, пересекает струи воды, сливающиеся с тарелки 7 на барботажный лист, частично конденсируется и нагревает воду, а затем поступает в отсек между тарелками 6 и 7. В этом отсеке происходит основная конденсация пара и нагрев воды до температуры, близкой к температуре кипения при давлении в деаэраторе. Затем пар проходит последовательно через отсеки между тарелками 5 и 6 и далее между тарелками 3 и 5 и практически полностью конденсируется. Неконденсирующийся газ отсасывается эжектором из деаэратора по трубе 15. В том случае, когда высота паровой подушки под барботажным листом 8 превышает расчетную (обычно 200 мм), включается в работу перепускной короб 14, по которому пар пускается в струйный отсек между тарелками 6 и 7.

Двухступенчатый вакуумный деаэратор ДСВ-400 НПО ЦКТИ расчетной производительностью 110 кг/с (400 т/ч) представляет собой цельносварной горизонтальный цилиндр диаметром 3 м и длиной 2 м. Он является типовой секцией, из которых набираются деаэраторы большей производительности.

При некачественной водоподготовке на поверхностях нагрева теплообменного оборудования ТЭЦ и абонентов, а также в трубопроводах сетевой воды образуются отложения, существенно ухудшающие теплопередачу и повышающие гидравлическое сопротивление. Эти отложения можно разделить на три группы: жесткотные, железистые и смешанные.

Причиной образования жесткотных отложений как легкоудаляемых (карбонатных), так и трудноудаляемых (сульфатных) является, как правило, недостаточное умягчение воды. Часто этому способствует недостаточная производительность катионитных фильтров или низкое качество фильтрующих материалов (сульфоугля).

Причина образования железистых отложений, как правило, заключается в неудовлетворительной работе деаэрационных установок,

а также в нарушении правил консервации водогрейных котлов и другого оборудования.

Применение реагентных методов обработки подпиточной воды (например, катионитовой) связано со сбросом засоленных вод, что часто ограничивается экологическими требованиями. Поэтому целесообразна разработка экономичных безреагентных методов обработки воды — магнитной и др. (см. § 8.7).

Контрольные вопросы и задания

1. Каковы основные особенности паровых турбин с противодавлением (тип Р) и конденсационных турбин с отбором пара (тип КО)? Укажите области преимущественного применения турбин типа Р и типа КО.
2. Укажите основные типы турбин КО, устанавливаемых на современных ТЭЦ, начальные параметры пара, параметры пара в теплофикационных отборах, номинальную электрическую мощность.
3. Почему в теплофикационных установках современных мощных теплофикационных турбин применяются двухступенчатые насосные установки сетевой воды?
4. Каковы основные требования к подпиточной воде тепловых сетей? Почему при наличии в системе пиковых водогрейных котлов допустимая остаточная карбонатная жесткость подпиточной воды ниже, чем при отсутствии пиковых водогрейных котлов?
5. Каким показателем количественно оценивается коррозионная активность агента (кислорода, диоксида углерода)?
6. Что такое коррозионный коэффициент и каково его значение для O_2 и CO_2 при их раздельном и совместном действии?
7. При каких соотношениях парциального давления газа над водой и равновесного давления газа происходит абсорбция растворенного газа водой и десорбция газа из воды?
8. Напишите уравнение Генри и объясните значения и размерности входящих в него величин.
9. Какими способами организуется взаимодействие между греющим паром и обрабатываемой водой в термических деаэраторах? Что такое одноступенчатый и двухступенчатые деаэраторы?
10. Укажите преимущества и недостатки поверхностного и смешивающего (контактно-го) подогрева сетевой воды паром на ТЭЦ.

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ (ПОДСТАНЦИЙ)

8.1. ТИПЫ УСТАНОВОК

Основное назначение тепловых пунктов (подстанций) заключается в установлении и поддержании параметров теплоносителя (давления, температуры и расхода) на заданном уровне, необходимом для надежной и экономичной работы теплопотребляющих установок, питаемых от подстанции.

Схемы и оборудование тепловых подстанций зависят от вида теплоносителя и характера теплопотребляющих установок [24, 135].

При паровом теплоносителе основное оборудование тепловых подстанций (ТП) состоит из паровых коллекторов, приборов для регулирования и контроля параметров пара (давления, температуры, расхода), теплообменников для использования пролетного пара и пара вторичного вскипания, конденсаторных баков и насосных установок для откачки конденсата.

При водяном теплоносителе основное оборудование тепловых подстанций состоит из водоструйных (элеваторных) и центробежных насосов, водо-водяных теплообменников, аккумуляторов горячей воды, приборов для регулирования и контроля параметров сетевой воды, приборов и устройств для защиты от коррозии и накипеобразования местных установок горячего водоснабжения.

Тепловые подстанции оснащаются приборами контроля и учета теплоты и теплоносителя, а также автоматическими устройствами для регулирования отпуска теплоты

и поддержания заданных параметров теплоносителя в абонентских установках.

Тепловые пункты (подстанции) сооружаются как местные — для каждого здания, так и групповые — для группы зданий; ГТП широко применяются на промышленных предприятиях, а также в районах жилой застройки.

Последнее обусловлено часто не столько технико-экономическими соображениями, сколько требованиями выноса насосов из подвалов жилых и общественных зданий для снижения шума в этих зданиях до нормируемого уровня. Сооружение ГТП улучшает управление крупными системами теплоснабжения, а в условиях недостаточного оснащения жилых зданий средствами контроля, регулирования и учета тепловой энергии и теплоносителя позволяет выполнять эти функции на групповом уровне. Но при этом в жилых районах возрастают затраты на сооружение коммуникаций между ГТП и абонентскими установками. Целесообразность сооружения ГТП, а также оптимальная степень концентрации тепловой нагрузки на ГТП, т.е. оптимальное количество ГТП для данного конкретного микрорайона, должны определяться технико-экономическим расчетом.

На рис. 8.1 показана принципиальная схема ГТП жилого микрорайона. Система теплоснабжения закрытая, независимая. Теплота подводится к ГТП по двухтрубной тепловой сети. По трубопроводам I и II (подающему и обратному) осуществляется по-

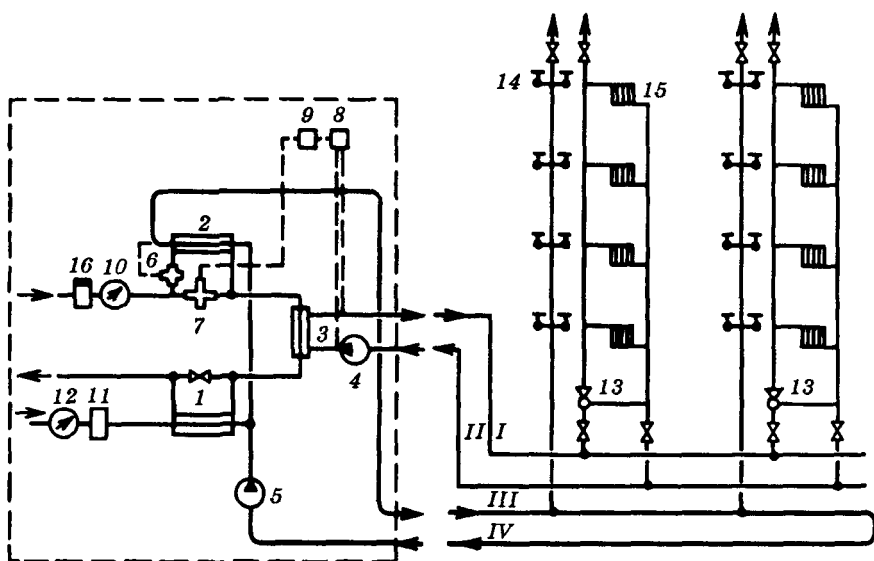


Рис. 8.1. Принципиальная схема групповой тепловой подстанции

1 — подогреватель системы горячего водоснабжения нижней ступени; 2 — подогреватель системы горячего водоснабжения верхней ступени; 3 — подогреватель отопительной системы; 4 — насос отопительной системы; 5 — насос системы горячего водоснабжения; 6 — регулятор температуры воды в системе горячего водоснабжения; 7 — регулятор системы отопления; 8 — моделирующее устройство; 9 — управляющий прибор; 10 — тепломер; 11 — обработка воды; 12 — водомер; 13 — элеватор; 14 — водоразборный канал; 15 — отопительный прибор; 16 — фильтр-грязевик

дача теплоты на отопление, а по трубопроводам III и IV — на горячее водоснабжение.

Вода из подающего трубопровода тепловой сети проходит через фильтр-грязевик 16 и тепломер 10 и поступает в подогреватель отопительной системы 3, в котором сетевая вода подогревает воду, циркулирующую в системе отопления микрорайона. Циркуляция этой воды осуществляется насосом системы отопления 4.

На ГТП осуществляется количественное регулирование расхода теплоты на отопление микрорайона с помощью регулятора системы отопления. В качестве импульса для регулирования отопительной нагрузки микрорайона использована внутренняя температура устройства 8, моделирующего тепловой режим отапливаемых зданий. С помощью управляющего прибора 9 импульс, полученный от моделирующего устройства 8, преобразуется в усилие, воздействующее на регу-

лирующий клапан 7, который изменяет расход сетевой воды (более подробно см. § 8.8).

Водопроводная вода, используемая для горячего водоснабжения, проходит через водомер 12, а затем через установку для обработки воды 11, назначением которой в зависимости от качества воды является снижение коррозионной активности воды и (или) защита системы горячего водоснабжения от накипеобразования. После этого водопроводная вода проходит через двухступенчатую подогревательную установку горячего водоснабжения. Регулирование подогрева этой воды в верхней ступени осуществляется регулятором температуры 6, с помощью которого поддерживается постоянная температура воды, подаваемой на горячее водоснабжение. Циркуляция воды в системе горячего водоснабжения микрорайона осуществляется циркуляционным насосом 5.

8.2. КОНДЕНСАТОСБОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Абонентские установки для сбора и возврата конденсата состоят из конденсатоотводчиков, сборников конденсата и конденсатных насосов. Для обеспечения долговечности стальных конденсатопроводов необходимо, чтобы содержание растворенного кислорода в перекачиваемом конденсате не превышало допустимой нормы (0,1 мг/л). Местами аэрации конденсата обычно являются конденсатосборники, в которые отводится конденсат из пароприемников, а также абонентская аппаратура и участки конденсатной сети, работающие под вакуумом. При содержании в конденсате растворенного кислорода выше допустимой нормы происходит коррозия конденсатопроводов, выводящая их из строя в короткий срок. Особенно активно процесс коррозии происходит при наличии в конденсате кроме кислорода еще и диоксида углерода. Кислородная коррозия конденсатопроводов устраняется при применении закрытых конденсатосборных установок, в которых конденсат находится под избыточным (выше атмосферного) давлением паровой подушки и не имеет контакта с атмосферным воздухом.

На рис. 8.2 показана закрытая конденсатосборная установка. Конденсат из пароприемников подается через конденсатоотводчики 7 в закрытый конденсатосборник

1, в котором постоянно поддерживается избыточное (выше атмосферного) давление паровой подушки при помощи регуляторов давления 2 и 3. При снижении давления в конденсатосборнике пар поступает через регулятор давления «после себя» 2 и давление в конденсатосборнике восстанавливается. При повышении давления в конденсатосборнике выше заданного открывается регулятор давления «до себя» 3, пар из конденсатосборника отводится в пароводяной подогреватель 4. Здесь он конденсируется, отдавая теплоту воде, которая далее направляется в систему горячего водоснабжения. Конденсат из пароводяного подогревателя 4 отводится в конденсатосборник. Откуда он перекачивается на станцию насосом 5. Уровень конденсата в конденсатосборнике поддерживается с помощью регулятора уровня 6.

Для контроля качества конденсата на конденсатных подстанциях устанавливаются солемеры с контактными устройствами, дающими импульс на отключение электродвигателей конденсатных насосов при превышении допустимой нормы загрязнения конденсата.

Обычно конденсат интенсивно поглощает кислород в местах свободного слива в открытые баки. Для ослабления аэрации поступающего конденсата его следует вводить под уровень жидкости возможно ближе к месту забора конденсата насосом. В тех случаях, когда конденсат поступает в открытые конденсатосборники при температуре ниже 100 °С, целесообразно подводить его не в бак, а непосредственно к всасывающему патрубку конденсатного насоса. Конденсатосборник выполняет в этом случае только роль расширительного сосуда.

Большое значение для долговечности открытых конденсатных систем имеет температура возвращаемого конденсата. Ее целесообразно поддерживать на уровне 95—100 °С. Чем выше температура конденсата,

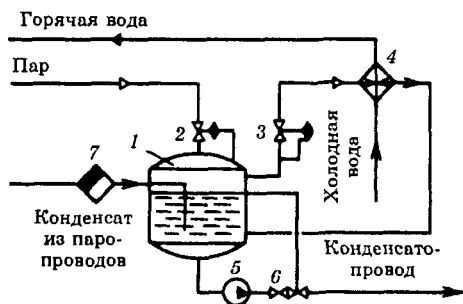


Рис. 8.2. Закрытая конденсатосборная установка
1 — сборный бак конденсата, 2 — регулятор давления «после себя», 3 — регулятор давления «до себя», 4 — пароводяной подогреватель, 5 — насос; 6 — регулятор уровня; 7 — конденсатоотводчик

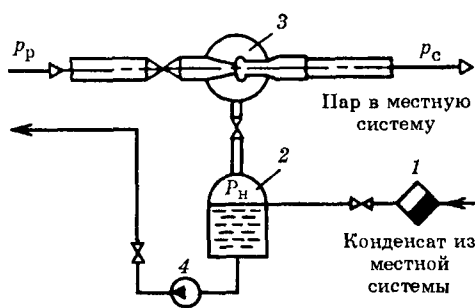


Рис. 8.3. Схема использования выпара при помощи струйного компрессора

1 — конденсатоотводчик; 2 — конденсаторный бак; 3 — струйный компрессор; 4 — насос

тем ниже содержание в нем растворенного кислорода.

Если в приборах абонентской системы не осуществляется охлаждение конденсата ниже температуры насыщения, то в конденсатосборнике происходит его самоиспарение, так как давление в конденсатосборнике всегда ниже, чем в приборах. Получающийся пар должен отводиться из конденсатосборников. Целесообразно использовать этот пар для нагревательных целей (подогрев воды и т.п.). Если пар, отводимый из конденсатосборника, не может быть использован из-за его низких параметров, то при помощи пароструйного компрессора можно повысить его давление (рис. 8.3). Пароструйный компрессор отсасывает пар из конденсатосборника, сжимает его от давления p_n до давления p_c и подает для использования в местную установку.

При одновременном возврате конденсата от нескольких абонентов по общему конденсатопроводу необходимо подобрать и отрегулировать конденсатные насосы таким образом, чтобы они могли работать параллельно.

Основное условие параллельной работы конденсатных насосов — равенство их приведенных напоров, т.е. напоров, отсчитанных от уровня конденсата в сборном баке станции при нулевом его расходе,

$$H_{\Pi} = H_0 - \Delta Z = H_0 - (Z_c - Z_a) = \text{idem}, \quad (8.1)$$

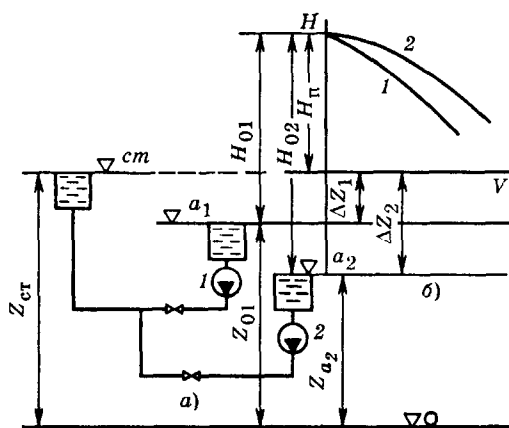


Рис. 8.4. Схема напорного конденсатопровода (а) и характеристика конденсатных насосов (б)

где H_{Π} — приведенный напор насоса, м; H_0 — напор, развиваемый насосом при нулевом расходе, м; Z_c , Z_a — геометрическая высота поверхности конденсата в баках станции и баках абонентов, отсчитанная от общего горизонтального уровня, м; $\Delta Z = Z_c - Z_a$ — разность геометрических высот поверхностей конденсата в баках станции и абонента, м (рис. 8.4).

Из (8.1) следует, что напор любого конденсатного насоса при нулевой подаче

$$H_0 = H_{\Pi} + \Delta Z. \quad (8.2)$$

Приведенный напор конденсатных насосов должен быть равен или больше потери напора в конденсатопроводе от наиболее удаленного абонента до центрального сборного бака при максимальной нагрузке конденсатопровода.

На рис. 8.4, а показана схема напорного конденсатопровода, а на рис. 8.4, б — характеристики конденсатных насосов. Для того чтобы насосы 1 и 2 могли работать параллельно, их напоры должны быть соответственно

$$H_{01} = H_{\Pi} + \Delta Z_1;$$

$$H_{02} = H_{\Pi} + \Delta Z_2.$$

Разность высот между уровнем конденсата в баке и осью насоса должна быть дос-

таточно для предупреждения кавитации во всасывающей камере насоса. Давление воды во всасывающей камере насоса должно быть больше давления насыщения, соответствующего температуре воды, на некоторое значение, необходимое для предупреждения кавитации. Последняя величина зависит от температуры воды, конструкции насоса и его частоты вращения.

Необходимая разность высот, м, между уровнем конденсата в баке и осью насоса определяется выражением

$$\Delta Z \geq (p_n + \Delta p_t + \Delta p_k - p_6) / \gamma, \quad (8.3)$$

где p_n — давление насыщения, соответствующее температуре перекачиваемого конденсата, Па; Δp_t — падение давления во всасывающем трубопроводе из-за трения и местных сопротивлений и на создание движения воды, Па; Δp_k — запас давления для предупреждения кавитации, Па; p_6 — давление над уровнем конденсата в конденсатном баке, Па; γ — удельный вес конденсата, Н/м³.

Значение Δp_t зависит от диаметра трубопровода и расхода конденсата. Для повышения надежности работы целесообразно уменьшить потери давления во всасывающей линии, выполняя ее из труб большого диаметра. Значение Δp_k можно определить по запасу температуры Δt_k , прибавляя к температуре перекачиваемого конденсата некоторое число градусов [58]. При постоянном значении Δt_k значение Δp_k растет с повышением температуры перекачиваемого конденсата.

При закрытых конденсатосборниках с паровой подушкой, когда температура конденсата равна температуре насыщения пара в подушке, т.е. $p_6 = p_n$, выражение (8.3) приводится к виду

$$\Delta Z \geq (\Delta p_t + \Delta p_k) / \gamma, \quad (8.4)$$

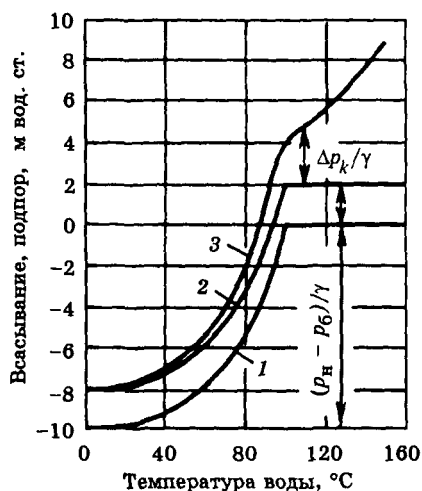


Рис. 8.5. Высота всасывания и подпора для центробежных насосов

1 — $\Delta p / \gamma = 0$; 2 — $\Delta p_t / \gamma = 2$ м, $\Delta t_k = 0$;
3 — $\Delta p_t / \gamma = 2$ м, $\Delta t_k = 5$ °C

На рис. 8.5 указана высота всасывания и подпора для центробежных насосов, вычисленная по (8.3) при условии $\Delta p_t / \gamma = 2$ м и $\Delta t_k = 5$ °C.

8.3. ВОДО-ВОДЯНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Водо-водяные подогревательные установки на групповых и местных тепловых подстанциях сооружаются обычно из секционных трубчатых теплообменников или из пластинчатых теплообменников. Общий вид секционного трубчатого теплообменника показан на рис. 8.6, а, пластинчатого — на рис. 8.6, б.

Широкое применение на практике нашли секционные водо-водяные подогреватели¹, изготавливаемые по ГОСТ 27590-88 и по ОСТ 34-588-68. Основные их размеры приведены в приложении 20. Корпуса этих подогревателей выполняются из стальных труб, а поверхность нагрева из латунных

¹ В ГОСТ 27590-88 рассматриваются, в частности, подогреватели с диаметром корпуса от 57/50 до 325/309 мм, в ОСТ 34-588-68 входят подогреватели с диаметром корпуса от 377/359 до 530/514 мм

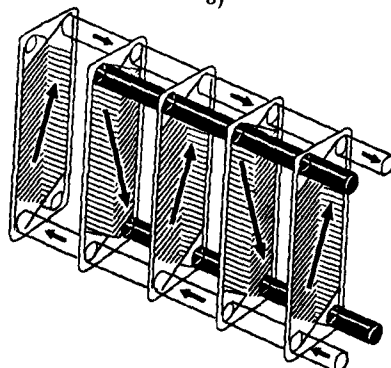
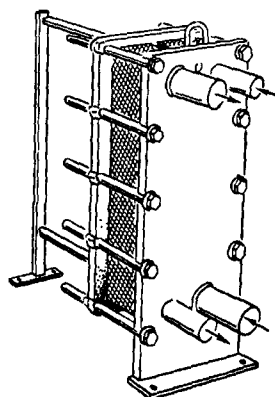
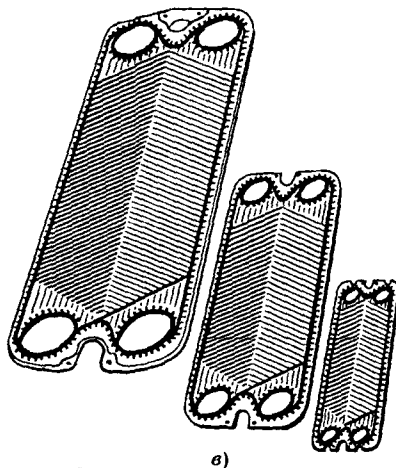
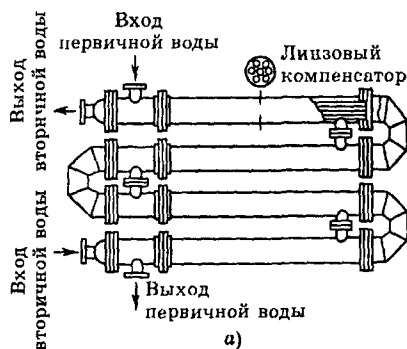


Рис. 8.6. Схема водо-водяных теплообменников

а — секционный; б — пластинчатый; в — тонкостенные гофрированные пластины; г — схема движения теплоносителей

трубок Л-68 диаметром 16/14 мм. Трубные решетки приварены к корпусу подогревателя. Подогреватели для горячего водоснабжения изготавливаются без линзового компенсатора на корпусе. Проведенные исследования показывают, что при использовании этих секционных подогревателей для горячего водоснабжения, когда нагреваемая вода проходит внутри латунных трубок, а греющая — в межтрубном пространстве и температура греющей среды не превышает 150 °С, нет необходимости в установке на корпусе подогревателя линзовых компенсаторов, так как и без них напряжения в стенках трубок и корпусе не выходят за допустимые пределы. При использовании

подогревателей для отопления греющая вода, как правило, пропускается внутри трубок, а нагреваемая — в межтрубном пространстве. Для компенсации температурных деформаций на корпусе компенсатора должен быть установлен линзовый компенсатор. Допускаемое рабочее давление: внутри трубок подогревателя 1 МПа, в межтрубном пространстве без линзового компенсатора 0,7 МПа.

Подогреватели собираются обычно из секций длиной 4 м, соединенных последовательно между собой как по первичному (греющему), так и по вторичному (нагреваемому) теплоносителю. В таких теплообменниках обычно организован теплообмен

по схеме противотока при сравнительно близких скоростях воды в трубках и межтрубном пространстве, что создает условия для получения довольно высоких коэффициентов теплопередачи порядка 1000—1500 Вт/(м² · К). Для реализации этих условий необходимо выдерживать зазоры между трубками подогревателя по всей их длине в межтрубном пространстве с тем, чтобы наружная поверхность всех трубок равномерно омывалась теплоносителем. Для этой цели в межтрубном пространстве под трубками устанавливаются опорные перегородки. Без опорных перегородок трубки прогибаются, зазоры между ними нарушаются, что приводит к существенному снижению тепловой производительности трубчатых секционных подогревателей.

Наряду с секционными подогревателями в настоящее время широко применяются пластинчатые теплообменники, изготавливаемые как российскими, так и зарубежными фирмами (например, «Альфа-Лаваль», APV и др.).

В России стальные пластинчатые теплообменники выпускаются Павлодарским и Уральским заводами химического машиностроения с площадью поверхности нагрева от 10 до 160 м² на рабочее давление 1 МПа.

Поверхность нагрева этих подогревателей состоит из тонкостенных низколегированных штампованных гофрированных пластин разного профиля (рис. 8.6, а). Потоки греющей и нагреваемой воды проходят через теплообменник противотоком с обеих сторон пластин, между которыми образуются системы каналов сложной формы, способствующие турбулизации протекающих потоков и росту коэффициентов теплопередачи (рис. 8.6, б).

Все пластины теплообменника скомпонованы в виде пакета, как листы в книге, и зажаты с помощью зажимных болтов между двумя торцевыми несущими плоскими стальными плитами. Греющий и нагревае-

мый потоки воды подведены с одной и той же стороны торцевой плиты (см. рис. 8.6, в).

Преимущества пластинчатых теплообменников заключаются в повышенной интенсивности теплопередачи, компактности (около 100 м² в 1 м³), высокой плотности — исключена возможность перетекания теплоносителя из одной полости (например, греющей) в другую (например, нагреваемую). Эксплуатация пластинчатых подогревателей проста, так как они легко разбираются. Пластины можно очищать от накипи и загрязнений или заменять.

В приложении 21 приведены основные технические характеристики пластинчатых подогревателей. Серийное производство пластинчатых теплообменников организовано на заводах химического машиностроения.

Пластинчатые теплообменники выпускаются в трех модификациях: разборные, полуразборные (со сдвоенными пластинами), сварные.

У разборных теплообменников пластины разделены резиновыми прокладками, у полуразборных они сварены попарно (сдвоены), у сварных соединения всех пластин сварные.

Наиболее широко в системах теплоснабжения используются разборные теплообменники с пластинами поверхностью 0,3 и 0,6 м², а также со сдвоенными пластинами поверхностью 0,5 м².

Компенсация температурных деформаций. В теплообменниках с прямыми трубками, защемленными в трубных досках, возникают напряжения, вызываемые различными температурными деформациями трубок и корпуса из-за разницы в их рабочих температурах, а также разницы в коэффициентах линейного расширения металлов, из которых они изготовлены (рис. 8.7).

Если при работе теплообменника разность рабочей температуры корпуса и температуры монтажа равна δt_k , а разность рабочей температуры трубного пучка и температуры монтажа δt_t , то в теплообменнике возникает разность темпе-

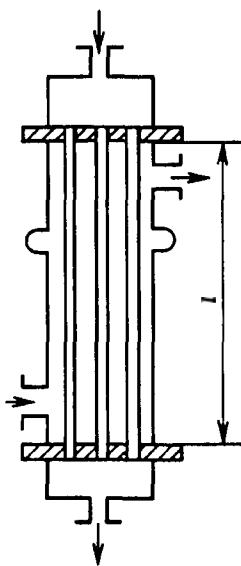


Рис. 8.7. Схема теплообменника с прямыми трубками

ратурных удлинений, вызывающая деформацию корпуса и трубок,

$$\Delta = l(\alpha_k \delta t_k - \alpha_t \delta t_t), \quad (8.5)$$

где l — длина трубок; α_k и α_t — коэффициенты линейного удлинения корпуса и трубок.

При $\alpha_k \delta t_k > \alpha_t \delta t_t$ корпус сжимается, а трубки растягиваются. При $\alpha_k \delta t_k < \alpha_t \delta t_t$ знак деформации корпуса и трубок меняется на обратный. Только при $\alpha_k \delta t_k = \alpha_t \delta t_t$ напряжения отсутствуют.

Для уменьшения температурных деформаций корпуса и трубок на корпусе теплообменника иногда устанавливаются линзовые компенсаторы.

В общем случае разность температурных удлинений корпуса и трубок компенсируется за счет деформации корпуса, трубок и линзового компенсатора, т.е.

$$\Delta = \Delta_k + \Delta_t + \Delta_{\text{л}}. \quad (8.6)$$

При деформации в теплообменнике возникает осевая сила

$$P = \frac{\Delta}{1/(f_k E_k) + 1/(f_t E_t) + 1/\epsilon_{\text{л}}}, \quad (8.7)$$

где Δ — разность температурных удлинений корпуса и трубок, м; l — длина трубки, м; f_k и f_t — площади поперечных сечений стенок кор-

пуса и трубного пучка, м²; E_k , E_t — модули продольной упругости материала корпуса и трубок (см. гл. 9), Па; $\epsilon_{\text{л}}$ — жесткость линзы, Н/м.

При отсутствии линзового компенсатора $\epsilon_{\text{л}} = \infty$ и последний член в знаменателе превращается в нуль.

Сжимающие или растягивающие напряжения, Па, возникающие в корпусе и трубках, определяются по формулам

$$\sigma_k = P/f_k; \quad \sigma_t = P/f_t. \quad (8.8)$$

8.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ И ТИПОРАЗМЕРОВ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Основная задача расчета ГТП и МТП водяных систем теплоснабжения заключается в определении расчетных расходов теплоносителей, в выборе типоразмеров подогревателей, насосных установок и смесительных устройств.

Рассмотрим здесь метод определения расчетного расхода теплоносителей. Остальные вопросы изложены в следующих параграфах главы.

При чисто отопительной нагрузке расчетный эквивалент расхода сетевой воды, Дж/(с · К) или ккал/(ч · °С), определяется по формуле

$$W'_x = G' c_p = \frac{Q'_0}{(\tau'_{\text{л}} - \tau'_{\text{х2}})}, \quad (8.9)$$

где G' — расчетный расход сетевой воды, кг/с или кг/ч; c_p — теплоемкость воды, $c_p = 4190$ Дж/(кг · К) = 1 ккал/(кг · °С); Q'_0 — расчетный расход теплоты на отопление, Дж/с или ккал/ч; $\tau'_{\text{л}}$ — температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетном расходе теплоты на отопление, °С.

При зависимой схеме присоединения отопительной установки к тепловой сети $\tau'_{\text{х2}} = \tau'_{\text{о2}}$ и $W'_x = W'_0$, где $\tau'_{\text{о2}}$ и W'_0 — температура воды после отопительной установки и эквивалент расхода сетевой воды на отопление при расчетном расходе теплоты на отопление.

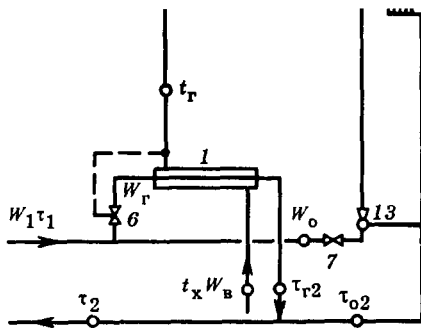


Рис. 8.8. Схема абонентского ввода с параллельным присоединением отопительной установки и установки горячего водоснабжения

1 — подогреватель горячего водоснабжения; 7 — регулятор расхода или регулятор системы отопления; остальные обозначения те же, что и на рис. 8.1

При независимой схеме присоединения отопительной установки к тепловой сети $\tau'_{x2} = \tau'_{t2}$ и $W'_x = W'_t$, где τ'_{t2} и W'_t — температура сетевой воды после отопительного подогревателя и эквивалент расхода сетевой воды на отопительный подогреватель при расчетном расходе теплоты на отопление.

При наличии двух видов тепловой нагрузки (отопление и горячее водоснабжение) расчетный эквивалент расхода сетевой воды на тепловой подстанции W^P определяется по режиму работы сети при наинизшей температуре воды в подающем трубопроводе тепловой сети τ'_1 , соответствующей наружной температуре $t_{н.н}$ излома температурного графика. Вид расчетного уравнения зависит от системы теплоснабжения и схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети.

При закрытой схеме теплоснабжения и присоединении установок горячего водоснабжения по параллельной (рис. 8.8) или по смешанной (рис. 8.9) схеме

$$W^P = G^P c_p = W_o^P + W_{п.г}^P \geq W'_x, \quad (8.10)$$

где W^P , W_o^P , $W_{п.г}^P$ — расчетные эквиваленты расхода сетевой воды соответственно суммарный, на отопление, на горячее водоснаб-

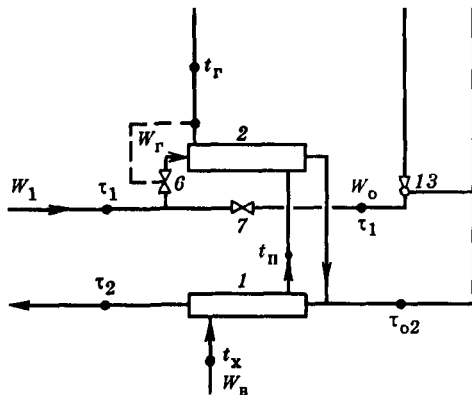


Рис. 8.9. Схема абонентского ввода с двухступенчатым смешанным присоединением установки горячего водоснабжения и отопительной установки

7 — регулятор расхода или регулятор системы отопления; остальные обозначения те же, что и на рис. 8.1

жение, Дж/(с · К) или ккал/(ч · °С); G^P — суммарный расчетный расход сетевой воды на тепловой подстанции, кг/с или ккал/ч.

Расчетный эквивалент расхода сетевой воды на отопление

$$W_o^P = Q_o''' / (\tau_1''' - \tau'_{x2}). \quad (8.11)$$

При параллельной схеме присоединения установок горячего водоснабжения

$$W_{п.г}^P = Q_r^P / (\tau_1''' - \tau'_{t2}). \quad (8.12)$$

При смешанной схеме присоединения установок горячего водоснабжения

$$W_{п.г}^P = \frac{Q_r^P}{\tau_1''' - \tau'_{x2}} \frac{t_r - t_{п.г}'''}{t_r - t_x}. \quad (8.13)$$

При присоединении установок горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме (рис. 8.10)

$$W^P = G^P c = \frac{Q_o''' + Q_r^P \frac{t_r - t_{п.г}'''}{t_r - t_x}}{\tau_1''' - \tau'_{x2}} \geq W'_x, \quad (8.14)$$

где Q_o''' — расход теплоты на отопление при наружной температуре $t_{н.н}$, Дж/с или

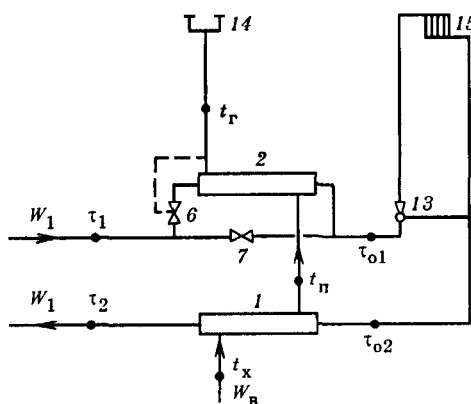


Рис. 8.10. Схема абонентского ввода с двухступенчатым последовательным присоединением установки горячего водоснабжения и отопительной установки

Обозначения те же, что и на рис 8.1

ккал/ч; Q_{Γ}^P — расчетная нагрузка горячего водоснабжения, Дж/с или ккал/ч; t_{Γ} — температура горячей воды после подогревательной установки горячего водоснабжения (обычно $t_{\Gamma} = 60^{\circ}\text{C}$); $t_{\text{х}}$ — температура холодной водопроводной воды, $^{\circ}\text{C}$.

При зависимой схеме присоединения отопительной установки к тепловой сети $\tau_{\text{х}2}'' = \tau_{\text{о}2}''$; при независимой схеме $\tau_{\text{х}2}'' = \tau_{\text{т}2}''$, где $\tau_{\text{о}2}''$ и $\tau_{\text{т}2}''$ — соответственно температуры обратной воды после отопительной установки и после отопительно-подогревателя в точке излома температурного графика, $^{\circ}\text{C}$; $\tau_{\text{т}2}''$ — температура сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения при расчетной нагрузке горячего водоснабжения в точке излома температурного графика.

Значение $\tau_{\text{т}2}''$ определяется на основе технико-экономического расчета. Предварительно можно принять $\tau_{\text{т}2}'' = 25\text{—}30^{\circ}\text{C}$; температура водопроводной воды после подогревателя нижней ступени в точке «излома» температурного графика $t_{\text{п}}''$ при расчетной нагрузке горячего водоснабжения:

$$t_{\text{п}}'' = t_{\text{х}2}'' - \Delta t_{\text{н}}'' \quad (8.15)$$

Значение $\Delta t_{\text{н}}''$ определяется технико-экономическим расчетом. Предварительно можно принять $\Delta t_{\text{н}}'' = 5\text{—}10^{\circ}\text{C}$.

Неравенство в правой части (8.10) и (8.14) указывает на то, что при любой схеме присоединения установок горячего водоснабжения расчетный расход сетевой воды на тепловой подстанции не может быть меньше расчетного расхода воды на отопление при наружной температуре $t_{\text{н}0}$. Если по (8.10) или (8.14) получается $W^P < W'_{\text{х}}$, следует принимать $W^P = W'_{\text{х}}$.

При наличии у абонентов аккумуляторов, выравнивающих нагрузку горячего водоснабжения, $Q_{\Gamma}^P = Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}}$.

При отсутствии аккумуляторов горячей воды у абонентов значение Q_{Γ}^P принимается равным:

при параллельной и смешанной схемах — максимальной нагрузке горячего водоснабжения;

при двухступенчатой и предвключенной схемах — «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения, $Q_{\Gamma}^P = \kappa_6 Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}}$, где κ_6 — поправочный коэффициент для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью графика горячего водоснабжения.

Значение κ_6 зависит от характера суточного графика горячего водоснабжения и схемы присоединения абонентской теплопотребляющей установки к тепловой сети.

Для предварительных расчетов можно принимать при двухступенчатой последовательной схеме $\kappa_6 = 1,1\text{—}1,2$.

Пример 8.1. Расчетная нагрузка отопления $Q'_{\text{о}} = 10$ МДж/с. Нагрузка отопления в точке излома температурного графика $Q'''_{\text{о}} = 3,5$ МДж/с. Нагрузка горячего водоснабжения:

среднедневная $Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}} = 3$ МДж/с;

максимальная $Q_{\Gamma}^{\text{max}} = 7$ МДж/с.

Система теплоснабжения — закрытая. Отопительные установки присоединены к тепловой сети по зависимой схеме. Параметры сетевой воды на ГТП при характерных режимах: $\tau'_1 = 150\text{ }^\circ\text{C}$; $\tau'_{02} = 70\text{ }^\circ\text{C}$; $\tau''_1 = 70\text{ }^\circ\text{C}$; $\tau''_{02} = 42\text{ }^\circ\text{C}$; $\tau''_{r2} = 30\text{ }^\circ\text{C}$. Температура горячей и холодной водопроводной воды $t_r = 60\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_x = 5\text{ }^\circ\text{C}$.

Определить расчетный эквивалент и расход сетевой воды на ГТП при параллельной, двухступенчатой смешанной и двухступенчатой последовательной схемах присоединения установок горячего водоснабжения. Аккумулятор горячей воды отсутствует.

Решение. Расчетный эквивалент расхода сетевой воды на отопление по (8.9)

$$W'_0 = \frac{10 \cdot 10^6}{150 - 70} = 125\,000 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{K}).$$

Расчетный расход сетевой воды на отопление

$$G'_0 = 125\,000/4190 = 29.8 \text{ кг/с} = 107 \text{ т/ч}.$$

Расчетный эквивалент расхода и расчетный расход сетевой воды при различных схемах присоединения подогревателей горячего водоснабжения:

при параллельной схеме [по (8.10), (8.12)]

$$W'_{\text{пг}} = \frac{7 \cdot 10^6}{70 - 30} = 175\,000 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{K});$$

$$W^P = 125\,000 + 175\,000 = 300\,000 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{K});$$

$$G^P = 300\,000/4190 = 71.5 \text{ кг/с} = 258 \text{ т/ч} > 107 \text{ т/ч};$$

при смешанной схеме [по (8.10), (8.13)]

$$W'_{\text{пг}} = \frac{7 \cdot 10^6}{70 - 42} \frac{60 - 36}{60 - 5} = 110\,000 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{K});$$

$$W^P = 125\,000 + 110\,000 = 235\,000 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{K});$$

$$G^P = 235\,000/4190 = 56 \text{ кг/с} = 202 \text{ т/ч} > 107 \text{ т/ч};$$

при двухступенчатой последовательной схеме [по (8.14)]

$$W^P = \frac{\left(3.5 + 1.2 \cdot 3.0 \frac{60 - 36}{60 - 5}\right) \cdot 10^6}{70 - 42} = 178\,000 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{K});$$

$$G^P = 178\,000/4190 = 42.5 \text{ кг/с} = 153 \text{ т/ч} > 107 \text{ т/ч}.$$

При открытой системе теплоснабжения и присоединении абонентских установок

с двумя видами тепловой нагрузки (отопление и горячее водоснабжение) расход сетевой воды на горячее водоснабжение должен учитываться только для подающего трубопровода тепловой сети.

Расчетным расходом сетевой воды в обратном трубопроводе тепловой сети является расход воды на отопление.

Расчетный эквивалент расхода сетевой воды в подающем трубопроводе тепловой сети определяется по формуле

$$W^P_1 = G^P_1 c_p = \frac{Q''_0}{\tau''_1 - \tau''_{x2}} + \beta \frac{Q^P_r}{t_r - t_x} \geq W'_x, \quad (8.16)$$

где β — доля водоразбора из подающего трубопровода тепловой сети при температуре воды τ''_1 , соответствующей наружной температуре излома температурного графика,

$$\beta = \frac{t_r - t''_{x2}}{\tau''_1 - \tau''_{x2}}. \quad (8.17)$$

Расчетный эквивалент расхода сетевой воды в обратном трубопроводе тепловой сети $W^P_2 = W'_x$ и определяется по (8.9). При наличии у абонентов аккумуляторов горячей воды Q^P_r равно средней нагрузке горячего водоснабжения $Q^{\text{ср}}_r$. При отсутствии аккумуляторов горячей воды значение Q^P_r зависит от схемы присоединения установки горячего водоснабжения.

При схеме несвязанного регулирования (см. рис. 3.9) Q^P_r равно максимальной нагрузке горячего водоснабжения. При схемах связанного регулирования, местном количественном регулировании отопительной нагрузки (см. рис. 4.23), а также при отсутствии регуляторов расхода на абонентских вводах и качественно-количественном регулировании $Q^P_r = \kappa_6 Q^{\text{ср}}_r$ при $\kappa_6 = 1.1$.

Выбор типоразмеров подогревательных установок. В условиях широкого использования на ГТП и МТП серийных секци-

онных (см. рис. 8.6, а) или пластинчатых (см. рис. 8.6, б) теплообменников задача расчета сводится к определению необходимой длины секционного теплообменника, т.е. количества последовательно соединенных секций стандартной длины (обычно 4 м), а также выбору номера этих секций, т.е. диаметра корпуса или к определению числа последовательно включенных ступеней подогрева (ходов) пластинчатого теплообменника и количества параллельно включенных каналов (пластин) заданного или выбранного типоразмера.

Теплообменники выбранных типоразмеров должны обеспечивать расчетные тепловые нагрузки при заданных параметрах (расходах и температурах) греющего и нагреваемого потоков, а потери напора должны быть не выше располагаемых напоров в этих потоках.

Метод решения задачи базируется на уравнениях характеристики теплообменных аппаратов и на формулах гидравлических потерь.

Выбор типоразмера секционного теплообменника. Проведенные исследования показывают, что все секционные теплообменники, приведенные в приложении 20, имеют практически одно и то же значение удельного параметра $\Phi_y = 0,1 \text{ м [см. (4.17)]}$ независимо от диаметра корпуса. Поэтому для получения требуемой расчетной тепловой нагрузки при заданных расходах греющей и нагреваемой среды требуется установка секций подогревателя практически одной и той же суммарной длины независимо от их номера (диаметра) [39, 101].

При переходе от меньшего типоразмера подогревателя к большему увеличивается в определенном соотношении площадь поверхности нагрева, но одновременно снижается примерно в том же соотношении коэффициент теплопередачи из-за уменьшения скорости воды в трубках и межтрубном пространстве. Произведение kF остается при

этом практически неизменным для всех типоразмеров данной серии подогревателей.

Для выбора типоразмера секционного подогревателя должны быть заданы следующие исходные данные: расчетные эквиваленты расхода первичного (греющего) $W_{\text{п}}$ и вторичного (нагреваемого) $W_{\text{в}}$ теплоносителей, очевидно, один из них $W_{\text{м}}$, а другой W_6 ; температуры на входе и выходе из теплообменника первичного греющего теплоносителя τ_1 и τ_2 и вторичного нагреваемого t_1 и t_2 ; располагаемые расчетные напоры в потоке первичного теплоносителя $H_{\text{п}}$ и вторичного $H_{\text{в}}$. Должно быть известно или необходимо выбрать по технико-экономическим и эксплуатационным условиям, какой из теплоносителей проходит внутри трубок и какой через межтрубное пространство.

При отсутствии каких-либо ограничений по температурной деформации, по очистке поверхности нагрева или по другим причинам целесообразно по условиям теплопередачи пропускать теплоноситель с большим объемным расходом через межтрубное пространство, а с меньшим объемным расходом через трубки. Такое решение способствует выравниванию скоростей теплообменивающихся потоков, что интенсифицирует процесс теплообмена.

Порядок расчета. Определяют безразмерную удельную тепловую нагрузку подогревателя на основе (4.6):

$$\left. \begin{aligned} \epsilon &= \frac{Q}{W_{\text{м}} \nabla}; \\ Q &= W_{\text{п}}(\tau_1 - \tau_2) = W_{\text{в}}(t_1 - t_2); \\ \nabla &= \tau_1 - t_2. \end{aligned} \right\} \quad (8.18)$$

Определяют параметр теплообменника на основе (4.18):

$$\Phi = \frac{\sqrt{W_{\text{м}} / W_6}}{1 / \epsilon - 0,35 W_{\text{м}} / W_6 - 0,65} \quad (8.19)$$

Вычисляют суммарную длину секций теплообменника

$$l = \Phi / \Phi_y = 10\Phi. \quad (8.20)$$

Рассчитывают минимальное число секций подогревателя. Обычно ориентируются на секции длиной 4 м, поэтому количество секций $n = l/4$. Это значение округляется до ближайшего целого числа.

Определяют максимально допустимое гидравлическое сопротивление секции потока теплоносителя, проходящему внутри трубок $s_{\text{тр}}$, $\text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$, и через межтрубное пространство $s_{\text{мт}}$:

$$\left. \begin{aligned} s_{\text{тр}}^{\text{max}} &= H_{\text{тр}} / (nV_{\text{т}}^2); \\ s_{\text{мт}}^{\text{max}} &= H_{\text{мт}} / (nV_{\text{мт}}^2), \end{aligned} \right\} \quad (8.21)$$

где $H_{\text{тр}}$, $H_{\text{мт}}$ — располагаемые напоры в потоках, проходящих через трубки и через межтрубное пространство, м ; $V_{\text{т}}$, $V_{\text{мт}}$ — объемные расходы потоков, проходящих через трубки и через межтрубное пространство, $\text{м}^3/\text{с}$.

На основе технических характеристик секционных теплообменников, приведенных в приложении 20, подбирается диаметр корпуса теплообменника, у которого как

$$s_{\text{тр}} \leq s_{\text{тр}}^{\text{max}}, \text{ так и } s_{\text{мт}} \leq s_{\text{мт}}^{\text{max}}.$$

Выбор типоразмеров пластинчатого теплообменника. Для выбора числа последовательно соединенных ступеней (ходов) пластинчатых подогревателей и количества каналов (пластин) в каждой ступени должны быть заданы те же исходные данные, что и для секционных трубчатых теплообменников.

Необходимо обратить внимание на следующее принципиальное различие между секционными и пластинчатыми теплообменниками.

При неизменных расходах и температурах греющего и нагреваемого потоков на входе в теплообменник, когда безразмерная

удельная тепловая нагрузка теплообменника $\epsilon < 1$, тепловую нагрузку секционного теплообменника можно изменять посредством изменения его длины, т.е. количества последовательно соединенных секций. В аналогичных условиях тепловую нагрузку пластинчатого теплообменника можно изменять за счет изменения количества последовательно соединенных ступеней подогрева (ходов).

Однако поскольку число последовательно включенных секций трубчатых теплообменников обычно достаточно велико (шесть, восемь и более), то включение каждой дополнительной секции вызывает сравнительно небольшое относительное изменение тепловой нагрузки. Поэтому зависимость тепловой нагрузки от числа секций секционного теплообменника практически монотонная.

Количество последовательно соединенных ступеней пластинчатого подогревателя, как правило, мало (одна, две редко больше), поэтому включение каждой дополнительной ступени вызывает обычно значительное изменение тепловой нагрузки. Выбор типоразмера пластинчатого теплообменника заключается в нахождении числа последовательно соединенных ступеней (ходов). Затем определяется пропускная способность одного канала теплообменника по греющему и нагреваемому потокам, исходя из располагаемых напоров в этих потоках.

На основе найденной пропускной способности одного канала и известных объемных расходов потоков вычисляется количество каналов (пластин).

Порядок расчета. Параметр пластинчатого подогревателя определяется по формуле

$$\Phi = \Phi_y x, \quad (8.22)$$

где x — число последовательно соединенных ступеней подогрева (ходов).

Проведенные исследования показывают, что все применяемые типы пластин, приведенные в приложении 21, имеют практически один и тот же удельный параметр $\Phi_y = 1$ [41].

Удельная безразмерная тепловая нагрузка ϵ определяется по (8.18). Вычисляя число ступеней подогрева пластинчатого подогревателя на основе (4.18):

$$x = \frac{\sqrt{W_M / W_6}}{\Phi_y (1/\epsilon - 0,35 W_M / W_6 - 0,65)} \quad (8.23)$$

Выбирается вид пластины, т.е. поверхность теплообмена одной пластины. Потеря напора в пластинчатом теплообменнике рассчитывается как

$$\Delta H_c = \Delta H_k + 2\Delta H_{кл} + 2\Delta H_{шт}, \quad (8.24)$$

где ΔH_k — потеря напора во всех ступенях одного канала, м; $\Delta H_{кл}$ — потеря напора в коллекторе, м; $\Delta H_{шт}$ — потеря напора в присоединительном штуцере, м.

Потеря напора в присоединительном штуцере, м,

$$\Delta H_{шт} = \xi_{шт} \frac{W_{шт}^2}{2g}, \quad (8.25)$$

где $W_{шт}$ — скорость теплоносителя в штуцере, м/с; g — ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $\xi_{шт}$ — коэффициент гидравлического сопротивления штуцера, можно принимать $\xi_{шт} = 1,5$.

Потеря напора в канале теплообменника, м,

$$\Delta H_k = \xi \frac{L_{пр}}{d_3} \frac{W^2}{2g} x, \quad (8.26)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления канала; $L_{пр}$ — приведенная длина канала, м; d_3 — эквивалентный диаметр канала, м; W — средняя скорость теплоносителя в канале, м/с; x — число последовательно соединенных ступеней.

Коэффициент гидравлического сопротивления канала

$$\xi_k = \frac{ca}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (8.27)$$

где a — постоянная величина, зависящая от типа пластины; c — эксплуатационный коэффициент, учитывающий загрязнения пластин, а также их деформацию вследствие разности и давлений в теплообменивающих потоках.

На основе проведенных исследований можно принимать $c = 1,2—1,3$. Значение a см. в приложении 21.

Проведенные исследования [41] показывают, что суммарная потеря напора ΔH_c в пластинчатом теплообменнике в значительной мере определяется потерей в коллекторах и присоединительных штуцерах. Потеря напора непосредственно в каналах пластинчатого теплообменника

$$\Delta H_k = \beta \Delta H_c. \quad (8.28)$$

Можно принимать $\beta = 0,3—0,4$; в среднем $\beta = 0,35$.

Из совместного решения (8.26)—(8.28) находится максимально возможная скорость теплоносителей (греющего и нагреваемого) в канале теплообменника, м/с,

$$W_{\max} = 5,5 \left(\frac{\beta \Delta H_c}{ca L_{пр} x} \right)^{0,57} \frac{d_3^{0,71}}{\sqrt{0,14}}, \quad (8.29)$$

где ΔH_c — располагаемый напор в потоке теплоносителя перед теплообменником, м; ν — кинематическая вязкость теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$. Значения ν см. в приложении 9.

Максимально возможный объемный расход теплоносителя через один канал, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V_k = W_{\max} f_k, \quad (8.30)$$

где f_k — средняя площадь поперечного сечения канала, м^2 .

Необходимое минимальное количество каналов для теплоносителя:

первичного (греющего)

$$n_{п.к} = V_{п} / V_{п.к}; \quad (8.31a)$$

вторичного (нагреваемого)

$$n_{в.к} = V_{в} / V_{в.к}, \quad (8.31б)$$

где $V_{п.}, V_{в.}$ — объемные расходы первичного и вторичного теплоносителей, $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{п.к.}, V_{в.к.}$ — максимально возможные объемные расходы первичного и вторичного теплоносителей через один канал, $\text{м}^3/\text{с}$.

Число каналов n_k выбирается по наибольшему из значений $n_{п.к.}$ и $n_{в.к.}$.

Число пластин в каждой ступени подогрева

$$n_{пл} = 2n_k - 1. \quad (8.32)$$

Тепловая нагрузка выбранного теплообменника вычисляется по (4.18).

Пример 8.2. Определить типоразмеры трубчатого секционного и пластинчатого теплообменников для следующих условий. Расчетная тепловая нагрузка $1 \text{ МДж/с} = 0,86 \text{ Гкал/ч}$, температура первичного потока на входе в теплообменник и выходе из него $t_1 = 70^\circ\text{C}$, $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Температура вторичного потока на входе в теплообменник и выходе из него $t_2 = 5^\circ\text{C}$, $t_1 = 60^\circ\text{C}$. Располагаемые напоры перед теплообменником: первичного потока $\Delta H_{п.} = 10 \text{ м}$, вторичного потока $\Delta H_{в.} = 8 \text{ м}$.

Эквивалент расхода потока
первичного

$$W_{п.} = 10^3 / (70 - 30) = 25 \text{ кДж}/(\text{с} \cdot \text{K}) = \\ = 21 \text{ 500 ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C});$$

вторичного

$$W_{в.} = 10^3 / (60 - 5) = 18,2 \text{ кДж}/(\text{с} \cdot \text{K}) = \\ = 15 \text{ 600 ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Эквивалент расхода
меньший

$$W_{м.} = W_{в.} = 18,2 \text{ кДж}/(\text{с} \cdot \text{K});$$

большой

$$W_6 = W_{п.} = 25 \text{ кДж}/(\text{с} \cdot \text{K}).$$

Расчет секционного теплообменника. Безразмерная удельная тепловая нагрузка по (8.18)

$$\epsilon = \frac{10^3}{18,2 \cdot 65} = 0,845;$$

$$\nabla = 70 - 5 = 65^\circ\text{C}.$$

Параметр теплообменника по (8.19)

$$\Phi = \frac{\sqrt{18,2/25}}{\frac{1}{0,845} - 0,35 \frac{18,2}{25}} = 3,07.$$

Суммарная длина секций подогревателя по (8.20)

$$l = 10 \cdot 3,07 = 30,7.$$

Выбираем секции длиной 4 м.

Количество последовательно включенных секций подогревателя

$$n = 30,7/4 = 7,7.$$

Принимаем $n = 8$.

По условиям эксплуатации (облегчения очистки от накипи), а также по условиям улучшения теплопередачи меньший расход (нагреваемую воду) пропускаем внутри трубок, а больший расход (сетевую воду) — через межтрубное пространство.

Максимально допустимое гидравлическое сопротивление одной секции теплообменника по пространству (8.21):

внутритрубному

$$s_{тр}^{\max} = \frac{8 \cdot 10^6}{8 \cdot (4,34)^2} = 53 \text{ 100 м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$V_{в.} = 18,2/4,2 = 4,34 \text{ кг/с} = 0,00434 \text{ м}^3/\text{с};$$

межтрубному

$$s_{мт}^{\max} = \frac{10 \cdot 10^6}{8 \cdot (5,97)^2} = 35 \text{ 100 м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6;$$

$$V_{п.} = 25/4,2 = 5,97 \text{ кг/с} = 0,00597 \text{ м}^3/\text{с}.$$

На основе данных о секционных подогревателях с длиной секции 4 м, приведенных в приложении 20, условию $s \leq s^{\max}$ удовлетворяет подогреватель с диаметром корпуса $D_{п.}/D_{в.} = 168/156$. Гидравлическое сопротивление трубок этого подогревателя $s_{тр} = 16 \text{ 400} < 53 \text{ 100 м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$, сопротивление межтрубного пространства $s_{мт} = 7400 < 35 \text{ 100 м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Расчетные потери напора в подогревателе выбранных размеров составят:

для потока водопроводной воды, проходящей внутри трубок,

$$H_{\text{в}} = s_{\text{тр}} V_{\text{в}}^2 = \frac{16\,400 \cdot 4,34^2}{10^6} = 3,1 < 8 \text{ м};$$

для потока сетевой воды, проходящей через межтрубное пространство,

$$H_{\text{п}} = s_{\text{мт}} V_{\text{п}}^2 = \frac{7400 \cdot 5,97^2}{10^6} = 2,6 < 10 \text{ м}.$$

Удельная безразмерная тепловая нагрузка подогревателя выбранных размеров по (4.18)

$$\epsilon = \frac{1}{0,35 \frac{18,2}{25} + 0,65 + \frac{1}{3,2} \sqrt{\frac{18,2}{25}}} = 0,852.$$

Параметр подогревателя выбранных размеров
 $\Phi = 8 \cdot 4 \cdot 0,1 = 3,2.$

Расчетная тепловая нагрузка подогревателя по (4.6)

$$Q = 0,852 \cdot 18,2 \cdot 65 = 1008 \text{ кДж/с} = 867\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Максимальная разность температур

$$\nabla = 70 - 5 = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Определим коэффициент теплопередачи подогревателя при расчетных условиях. Поверхность нагрева подогревателя

$$F = 8 \cdot 6,9 = 55,2 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева одной секции $6,9 \text{ м}^2$ (см. приложение 20). Температура первичного потока на выходе из подогревателя

$$\tau_2 = 70 - 1008/25 = 29,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура вторичного потока на выходе из подогревателя

$$t_1 = 5 + 1008/182 = 60,4 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средняя разность температур в подогревателе

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{24,7 - 9,6}{\ln \frac{24,7}{9,6}} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1008 \cdot 10^3}{55,2 \cdot 16,0} = 1141 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} = 981 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{}^{\circ}\text{C)}.$$

Расчет пластинчатого теплообменника.

Теплообменник выполняется из пластин типа

0,5. Технические характеристики пластин приведены в приложении 21.

Безразмерная удельная тепловая нагрузка по (8.18)

$$\epsilon = \frac{10^3}{18,2 \cdot 65} = 0,845.$$

Число ступеней подогрева по (8.23)

$$x = \frac{\sqrt{18,2/25}}{1\left(\frac{1}{0,845} - 0,35 \frac{18,2}{25} - 0,65\right)} = 3,07.$$

Принимаем число ступеней подогрева $x = 3$. Максимально возможные скорости теплоносителей по (8.29):

первичного

$$v_{\text{п}}^{\text{max}} = 5,5 \left(\frac{0,35 \cdot 10}{1,25 \cdot 15 \cdot 0,8 \cdot 3} \right)^{0,57} \frac{0,009^{0,71}}{(0,556 \cdot 10^{-6})^{0,14}} = 0,33 \text{ м/с};$$

средняя температура первичного теплоносителя

$\tau_{\text{п.ср}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$; кинематическая вязкость

$$v_{\text{п}} = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ (см. приложение 9);}$$

вторичного

$$v_{\text{в}}^{\text{max}} = 5,5 \left(\frac{0,35 \cdot 8}{1,25 \cdot 15 \cdot 0,8 \cdot 3} \right)^{0,57} \frac{0,009^{0,71}}{(0,78 \cdot 10^{-6})^{0,14}} = 0,28 \text{ м/с};$$

средняя температура вторичного теплоносителя

$t_{\text{в.ср}} = 32,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; кинематическая вязкость

$$v_{\text{в}} = 0,78 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ (см. приложение 9)}.$$

Максимально возможный объемный расход теплоносителя через один канал по (8.30):

$$\text{первичного } V_{\text{пк}} = 0,33 \cdot 0,00285 = 0,00094 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{вторичного } V_{\text{вк}} = 0,28 \cdot 0,00285 = 0,00080 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь поперечного сечения канала

$$f_{\text{к}} = 0,00285 \text{ м}^2 \text{ (см. приложение 21)}.$$

Необходимое минимальное количество каналов для теплоносителя по (8.31):

$$\text{первичного } n_{\text{пк}} = 0,00597/0,00094 = 6,4;$$

$$\text{вторичного } n_{\text{вк}} = 0,00434/0,00080 = 5,4.$$

Объемный расход теплоносителя:

$$\text{первичного } V_{\text{п}} = 0,00597 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{вторичного } V_{\text{в}} = 0,00434 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $n = 7$ по каждому теплоносителю в каждой ступени.

Число пластин в каждой ступени по (8.32)

$$n_{пл} = 2 \cdot 7 - 1 = 13.$$

Всего в трех ступенях устанавливается 39 пластин. Расчетная безразмерная тепловая нагрузка подогревателя выбранных размеров по (4.18)

$$\epsilon = \frac{1}{0,35 \frac{18,2}{25} + 0,65 + \frac{1}{3} \sqrt{\frac{18,2}{25}}} = 0,839.$$

Расчетная тепловая нагрузка подогревателя по (4.6)

$$Q = 0,839 \cdot 18,2 \cdot 65 = 992 \text{ кДж/с} = 854 \text{ 000 ккал/ч.}$$

Определим коэффициент теплопередачи подогревателя при расчетных условиях. Поверхность нагрева подогревателя

$$F = 39 \cdot 0,5 = 19,5 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева одной пластины $0,5 \text{ м}^2$ (см. приложение 21).

Температура потока на выходе из подогревателя:

первичного

$$t_2 = 70 - \frac{992}{25} = 30,3 \text{ }^\circ\text{C};$$

вторичного

$$t_1 = 5 + \frac{992}{18,2} = 59,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средняя разность температур в подогревателе

$$\Delta t_{cp} = \frac{25,3 - 10,5}{\ln \frac{25,3}{10,5}} = 16,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{cp}} = \frac{992 \text{ 000}}{19,5 \cdot 16,8} = 3028 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} = 2604 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}.$$

8.5. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ

Водоструйные насосы. Схема отопительного абонентского ввода со струйным смешением приведена на рис. 8.11.

В качестве смесительных устройств обычно применяются водоструйные насосы (элеваторы) и центробежные насосы. Вы-

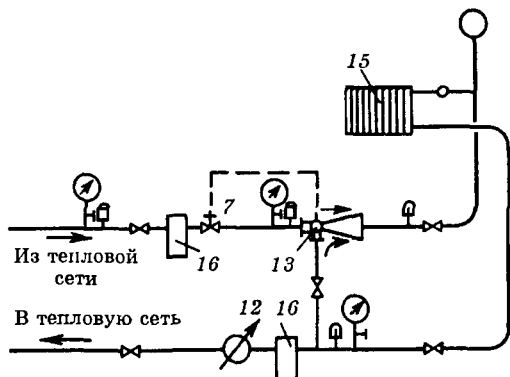


Рис. 8.11. Узел присоединения отопительной установки к тепловой сети по зависимой схеме со струйным смешением

Обозначения те же, что и на рис. 8.1

бор типа смесительного устройства зависит от расчетной потери давления в отопительной системе.

При расчетной потере давления в отопительной системе до 15 кПа (1,5 м вод. ст.) обычно применяются элеваторы, при большей потере давления — центробежные насосы. Водоструйный элеватор конструкции ВТИ—Теплосеть Мосэнерго показан на рис. 3.7.

Исходные выражения для расчета водоструйных насосов (элеваторов) выводятся из уравнения импульсов.

Характеристика водоструйных насосов (элеваторов) с цилиндрической камерой смешения описывается уравнением [103]

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u^2) \right], \quad (8.33)$$

где Δp_p — располагаемый перепад давлений рабочего потока, $\Delta p_p = p_p - p_n$; p_p, p_n — давления рабочей воды перед соплом и инжектируемой воды в приемной камере; Δp_c — перепад давлений, создаваемый элеватором, $\Delta p_c = p_c - p_n$; p_c — давление смешанной воды на выходе из диффузора;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — коэффициенты скорости сопла, цилиндрической камеры смешения, диффузора, входного участка камеры смешения; f_{p1}, f_3 — площади сечения сопла и сечения цилиндрической камеры смешения; $f_{i2} = f_3 - f_{p1}$ — площадь сечения инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения; $\frac{f_3}{f_{i2}} = \frac{f_3/f_{p1}}{f_3/f_{p1} - 1}$; $u = G_H/G_P$ — коэффициент инжекции (смешения) (G_H — массовый расход инжектируемой воды; G_P — массовый расход рабочей воды);

При хорошем изготовлении деталей и правильной их сборке можно принимать: $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$; $\varphi_4 = 0,925$. Уравнение (8.33) достаточно точно описывает работу водоструйных насосов во всем диапазоне рабочего участка их характеристики, т.е. в пределах изменения развиваемого ими относительного перепада давлений от $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{u=0}$ до $(\Delta p_c/\Delta p_p) = 0$.

Для иллюстрации на рис. 8.12 сплошными линиями нанесены характеристики водоструйных насосов с разными отношениями f_3/f_{p1} , построенные по (8.33). Там же точками нанесены результаты экспериментального исследования этих аппаратов.

При $u = 0$

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} \right]. \quad (8.34)$$

По (8.34) вычисляется максимальный перепад давлений, который может создать струйный насос заданных размеров.

Определяющим геометрическим параметром для струйных насосов является f_3/f_{p1} — отношение площади сечения камеры смешения насоса к площади выходного сечения сопла.

При малом значении f_3/f_{p1} струйные насосы представляют собой высоконапорные аппараты. Они создают большой относительный перепад давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$, но не могут развивать больших коэффициентов инжекции. При увеличении отношения

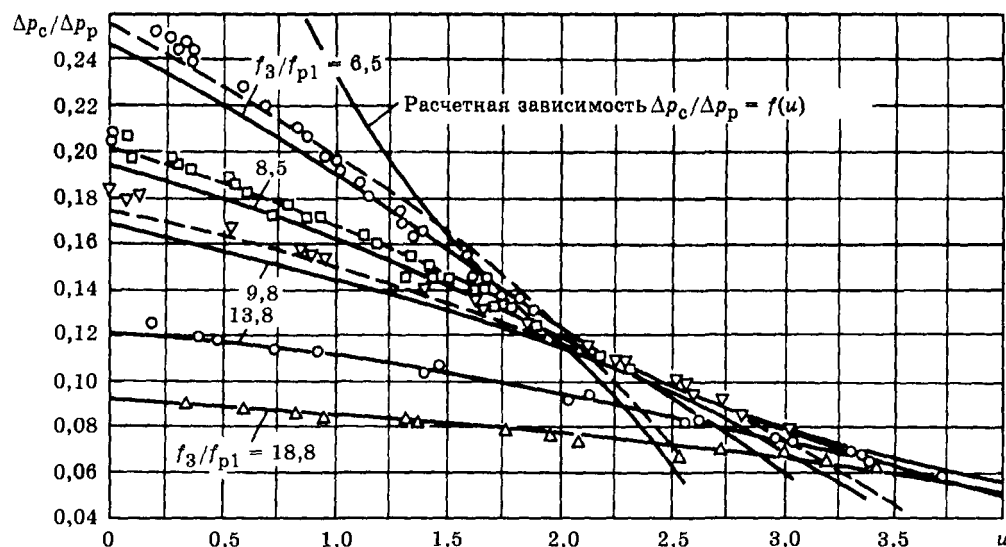


Рис. 8.12. Характеристика $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$ водоструйных насосов при различных значениях f_3/f_{p1} ; $d_3 = 26$ мм
 — — расчетные характеристики при $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,9$; $\varphi_4 = 0,925$, - - - - то же при $\varphi_1 = 0,97$
 и тех же значениях $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$

f_3/f_{p1} снижается относительный перепад давлений $\Delta p_c/\Delta p_p$, развиваемый насосом, но растет коэффициент инжекции.

На абонентских вводах элеваторы работают на замкнутую систему.

Выбор основных размеров элеватора проводится следующим образом.

Определяется оптимальный диаметр камеры смещения d'_3 , при котором обеспечивается максимальный КПД аппарата.

Из совместного решения уравнений характеристик элеватора и отопительной системы при вышеуказанных значениях коэффициентов скорости проточной части элеватора и средней плотности воды в элеваторе $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$ получается следующая формула для расчета d'_3 , м:

$$d'_3 = 5/\sqrt[4]{s_c}, \quad (8.35)$$

где s_c — сопротивление отопительной системы, $\text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Далее из серийно выпускаемых элеваторов подбирается аппарат с диаметром камеры смещения d_3 , близким к d'_3 (см. рис. 3.7).

Рассчитывается диаметр выходного сечения сопла, м,

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+u)\sqrt{0,64 \cdot 10^{-3} s_c d_3^4 + \dots}} \Rightarrow \dots + 0,61 - 0,4n\left(\frac{u}{1+u}\right)^2, \quad (8.36)$$

где u — коэффициент инжекции (смещения) элеватора; $n = f_3/f_{H2} = d_3^2/(d_3^2 - d_1^2)$.

При определении d_1 по (8.36) значение n заранее неизвестно. Поэтому предварительно его принимают близким к единице, рассчитывают d_1 , находят значение n и уточняют значение d_1 по (8.36).

При предварительных расчетах можно принимать приближенно на основе модификации уравнения (8.36)

$$d_1 = d_3 \sqrt{\frac{0,6u+2-\sqrt{0,36u^2+2,4u+2,4}}{1,4u+2-\sqrt{0,36u^2+2,4u+2,4}}}. \quad (8.36a)$$

На рис. 8.13 приведена номограмма для выбора серийного элеватора конструкции

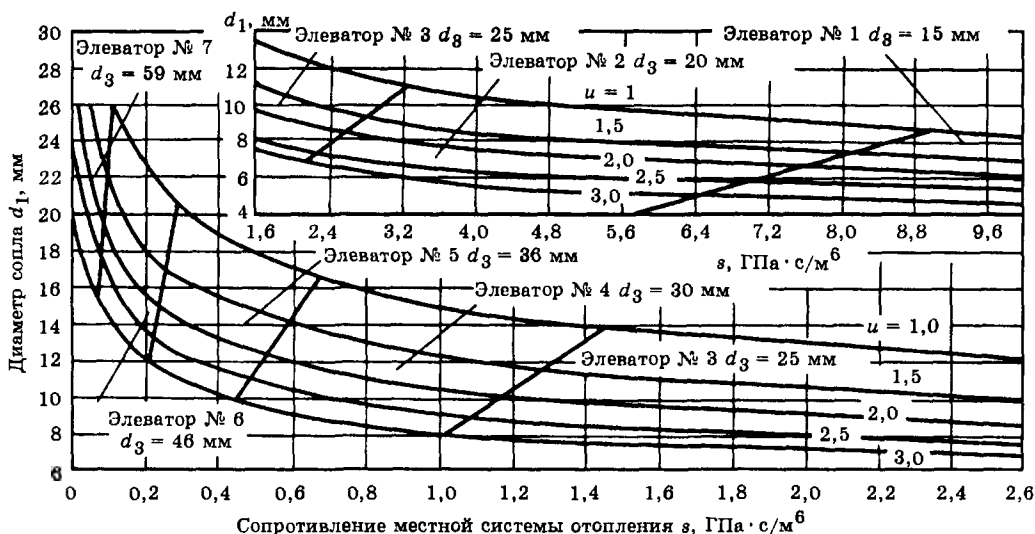


Рис. 8.13. Номограмма для выбора серийного водоструйного элеватора конструкции ВТИ—Теплосеть Мосэнерго

ВТИ—Теплосеть Мосэнерго, построенная по (8.35) и (8.36).

В (8.36) сумма первых двух членов под знаком радикала в знаменателе, как правило, значительно больше третьего члена, поэтому в первом приближении можно считать d_1 обратно пропорциональным $1 + u$. На этом основана зависимость для пересчета диаметра сопла элеватора. Если при работе на заданную отопительную систему ($s_c = \text{const}$) элеватор с диаметром сопла d_1 развивает коэффициент инжекции u , то для создания при том же элеваторе ($d_3 = \text{const}$) и той же отопительной системе коэффициента инжекции u' нужно установить сопло диаметром

$$d'_1 = d_1 \frac{1 + u}{1 + u'}. \quad (8.37)$$

Перепад давлений рабочего потока в сопле элеватора, Па, определяется по формуле

$$\Delta p_p = s_p V_p^2, \quad (8.38)$$

где s_p — сопротивление сопла элеватора, $\text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$,

$$s_p = \rho_p / (2\varphi_1^2 f_{p1}^2). \quad (8.39)$$

Здесь ρ_p — плотность рабочего потока, $\text{кг}/\text{м}^3$; f_{p1} — площадь выходного сечения сопла, м^2 ; V_p — объемный расход рабочего потока, $\text{м}^3/\text{с}$.

Перепад давлений в местной отопительной системе, Па,

$$\Delta p_c = s_c V_c^2, \quad (8.40)$$

где s_c — сопротивление местной отопительной системы, $\text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$; V_c — объемный расход воды в системе, $\text{м}^3/\text{с}$.

Из совместного решения (8.33), (8.38) и (8.39) с учетом зависимости $V_c = (1 + u)V_p$ можно вывести формулу для расчета коэффициента инжекции (смещения) элеватора с заданными геометрическими размерами

(f_3, f_{p1}) при его работе на отопительную установку с заданным сопротивлением s_c :

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \\ b &= 2 \left[(2 - \varphi_3^2) + \frac{2s_c f_3^2}{\rho_p} \right]; \\ a &= \frac{b}{2} - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_3}{f_{p2}}; \\ c &= - \left(2\varphi_3 \frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{b}{2} \right). \end{aligned} \right\} \quad (8.41)$$

Как видно из (8.41), при работе элеватора на замкнутую систему, которой в данном случае является отопительная установка, коэффициент инжекции, развиваемый элеватором, зависит только от геометрических размеров элеватора f_3 и f_{p1} и сопротивления отопительной установки.

Коэффициент инжекции u не зависит от перепада давлений в сопле элеватора Δp_p . При постоянном сопротивлении отопительной установки ($s_c = \text{const}$) изменение перепада давлений в сопле Δp_p вызывает изменение расхода воды V_p и пропорциональное изменение расхода воды через отопительную установку V_c . Коэффициент инжекции при этом остается постоянным ($u = \text{const}$).

Режим работы элеватора на заданную отопительную установку можно определить также графически как точку пересечения характеристики элеватора, построенной по уравнению (8.33), и характеристики отопительной установки, построенной по уравнению (8.40).

В качестве иллюстрации на рис. 8.14 в координатах $\Delta p_c = f(V_c)$ приведены характеристики водоструйного элеватора ВТИ—Теплосеть Мосэнерго № 4 ($d_3 = 30$ мм; $d_1 = 13,5$ мм) и отопительной установки с сопротивлением $s_c = 860 \text{ МПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$.

Точки пересечения характеристик $a—z$ показывают расход воды и перепад давлений в отопительной установке V_c , Δp_c при различных перепадах давлений рабочего потока Δp_p .

В (8.41) практически только c зависит от площади выходного сечения рабочего сопла f_{p1} . При уменьшении f_{p1} растет абсолютное значение c , а с ним и коэффициент инжекции (смешения) элеватора. Что же касается отношения $f_3/f_{н2}$, то при реально возможных изменениях f_{p1} оно практически мало меняется.

На этой зависимости основано применение элеватора с регулируемым сечением рабочего сопла (рис. 8.15) для местного количественного регулирования отопительной нагрузки при наружных температурах $t_n > t_{н.и.}$

При снижении отопительной нагрузки регулирующая игла вдвигается в сопло элеватора, что приводит к уменьшению площади проходного сечения сопла f_{p1} . В результате уменьшается расход сетевой воды V_p через сопло, но одновременно возрастает коэффициент инжекции u . Поэтому расход через отопительную систему $V_c = V_p(1 + u)$

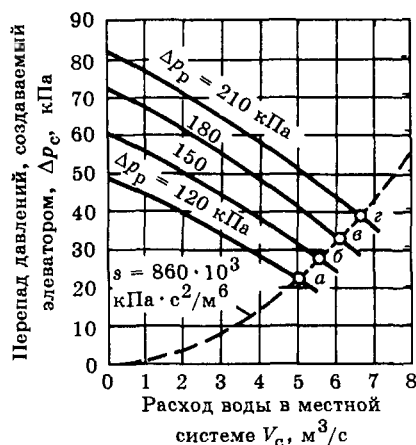


Рис. 8.14. Характеристика водоструйного элеватора и отопительной установки

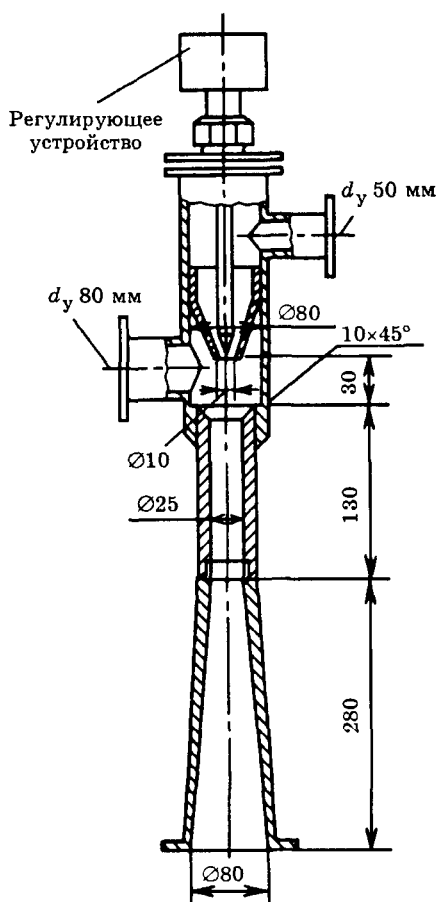


Рис. 8.15. Элеватор № 3 с регулируемым выходным сечением рабочего сопла

уменьшается медленнее, чем расход сетевой воды через сопло элеватора.

На рис. 8.16 приведены зависимости u , $\bar{V}_p$, $\bar{V}_c = \psi(f_{p1})$ для элеватора ВТИ—Теплосеть Мосэнерго № 4 ($d_3 = 30$ мм, $d_1 = 13,5$ мм), работающего на отопительную установку с сопротивлением $s_c = 860$ МПа · с²/м⁶; $\bar{f}_{p1}$ — отношение рабочей площади сопла при регулировании, т.е. при вводе в него регулирующей иглы, ко всей площади выходного сечения сопла; $\bar{V}_p$ — относительный расход воды через сопло — отношение объемного рас-

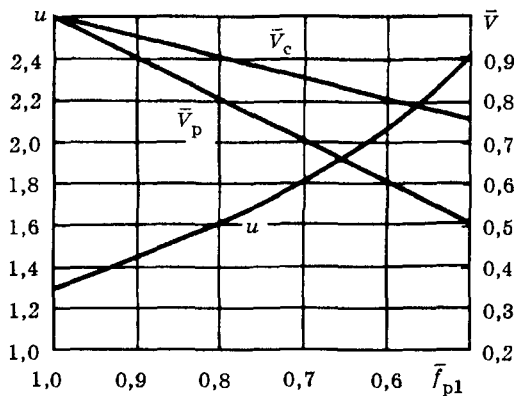


Рис. 8.16. Режим работы элеватора с регулируемым соплом на отопительную установку u , $\bar{V}_p, \bar{V}_c = f(\bar{f}_{p1})$

хода воды через сопло при регулировании к расходу при отсутствии регулирования, т.е. при полном выводе регулирующей иглы из сопла; $\bar{V}_c$ — относительный расход воды через отопительную установку — отношение расхода воды через отопительную установку при регулировании к расходу воды при отсутствии регулирования.

Зависимость построена по (8.41). Установка регулирующей иглы вызывает снижение коэффициентов скорости сопла и входного участка камеры смешения [39].

В пределах изменения $\bar{f}_{p1}$ от 1 до 0,2 коэффициент скорости сопла изменяется по зависимости

$$\varphi_1 = 0,7 + 0,2\bar{f}_{p1}.$$

Коэффициент скорости входного участка камеры смешения в элеваторе с регулируемым соплом можно принимать $\varphi_4 = 0,9$.

Кавитационный режим струйных насосов. Уравнение характеристики элеватора (8.33) и уравнение характеристики сопла (8.38) выведены при условии работы струйного насоса на однофазной несжимаемой жидкости.

В системах централизованного теплоснабжения при работе струйных насосов (элеваторов) на сильно нагретой воде давления на отдельных участках проточной

части аппарата могут оказаться ниже давления насыщенного пара при температуре протекающей воды. Такие режимы возникают в первую очередь на участках с наиболее высокой температурой и наиболее низким давлением теплоносителя. Такими кавитационными участками в струйных насосах являются выходной участок сопла и входной участок камеры смешения.

Кавитация в струйных насосах сопровождается режимами так называемого предельного расхода среды, для которых характерно, что снижение давления среды за кавитационным сечением не сопровождается увеличением расхода. Это свидетельствует о том, что внешние возмущения, возникающие в потоке после кавитационного сечения, не передаются через это сечение. Поэтому при расчете кавитационных режимов принимают обычно скорость паровой фазы в кавитационном сечении равной местной скорости звука.

Кавитационный режим сопла. На рис. 8.17 показана зависимость давления p_H в приемной камере струйного насоса от расхода воды через сопло G_p . Давление перед соплом постоянно ($p_p = \text{const}$).

При отсутствии кавитации давление в выходном сечении сопла равно давлению в приемной камере. В таком режиме уменьшение давления p_H в приемной камере струйного насоса сопровождается увеличе-

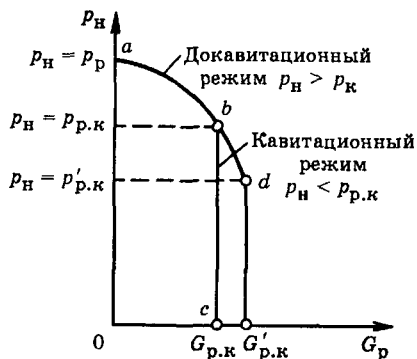


Рис. 8.17. Зависимость расхода воды через сопло от давления в приемной камере струйного насоса

нием расхода воды через сопло. Эта зависимость описывается уравнением

$$G_p = \varphi_1 f_{p1} \sqrt{2(p_p - p_n)} V_p, \quad (8.42)$$

где V_p — удельный объем воды перед соплом, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Графически эта зависимость изображена на рис. 8.17 квадратичной параболой abd .

Если при температуре рабочей воды t_p и некотором давлении в приемной камере $p_n = p_{p.k}$ в выходном сечении сопла возникает кавитационный режим, то при дальнейшем снижении давления в приемной камере, т.е. при $p_n < p_{p.k}$, давление в выходном сечении сопла не изменится и останется постоянным $p_{p.k} = \text{const}$; постоянным останется также расход воды через сопло $G_{p.k} = \text{const}$. Этот режим показан на рис. 8.17 вертикальной прямой bc . При другой, более низкой температуре рабочей воды перед соплом $t'_p < t_p$ кавитационный режим наступит при более низком давлении в приемной камере $p_n = p'_{p.k} < p_{p.k}$. Предельный расход воды через сопло в этом режиме будет более высоким $G'_{p.k} > G_{p.k}$.

Проведенные исследования показывают, что кавитационное давление $p_{p.k}$ в выходном сечении сопла может быть определено по эмпирической формуле [68]

$$\frac{p_{p.k}}{p_p} = \frac{p_{p.n}}{p_p} \left(1 - a \frac{p_{p.n}}{p_p} \right) \geq \frac{p_n}{p_p}, \quad (8.43)$$

где $p_{p.n}$ — давление насыщенного пара при температуре воды перед соплом t_p ; a — опытный коэффициент, зависящий от формы и длины сопла. С увеличением длины сопла коэффициент a возрастает. Для предварительных расчетов можно принять $a = 0,3—0,4$.

Неравенство в правой части (8.43) показывает, что кавитационное давление в вы-

ходном сечении сопла $p_{p.k}$ не может быть меньше давления в приемной камере p_n . Поэтому, если по (8.43) получается $p_{p.k} < p_n$, следует принять $p_{p.k} = p_n$. Кавитация в сопле может иметь место только при $p_{p.k} > p_n$. Скорость истечения паровой фазы из сопла, м/с , при кавитационном режиме

$$W_n = \sqrt{k p_{p.k} V_n}, \quad (8.44)$$

где $p_{p.k}$ — давление в выходном сечении сопла при кавитационном режиме, Па; V_n — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении $p_{p.k}$, $\text{м}^3/\text{кг}$; k — показатель адиабаты перегретого пара (для водяного пара $k = 1,3$).

Использование в (8.44) показателя адиабаты перегретого, а не сухого насыщенного пара объясняется тем, что при обычном адиабатном расширении пара в сопле состояние сухого насыщенного пара в критическом сечении сопла может быть получено только в том случае, когда перед соплом пар находился в перегретом состоянии. Поскольку в данном случае используются те же расчетные зависимости для определения критической скорости, то показатель адиабаты должен относиться к состоянию пара на участке его докритического расширения, т.е. к перегретому пару.

Скорость водяной фазы в выходном сечении сопла, м/с ,

$$W_v = \varphi_1 \sqrt{2(p_p - p_{p.k}) V_v}, \quad (8.45)$$

где φ_1 — коэффициент скорости для водяной фазы. При кавитационном режиме $\varphi_1 = 0,97—0,99$; V_v — удельный объем воды при температуре $t_{p.k}$, соответствующей давлению насыщения водяного пара $p_{p.k}$, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Энергетический баланс потока на участке сопла между его входным и выходным

сечениями может быть записан в виде уравнения

$$h_p = x h_n + (1-x) h_b + \frac{x w_n^2}{2000} + \frac{(1-x) w_p^2}{2000}, \quad (8.46)$$

где h_p , h_n , h_b — энтальпии воды перед соплом, пара и воды в выходном сечении сопла, кДж/кг; x — паросодержание потока в выходном сечении сопла.

Величина $w_b^2 / 2000$ очень мала по сравнению с остальными членами уравнения, поэтому для упрощения ею можно пренебречь. Из (8.46) можно определить паросодержание в выходном сечении сопла

$$x = \frac{h_p - h_b}{h_n - h_b + \frac{w_n^2}{2000}}. \quad (8.47)$$

Площадь выходного сечения сопла можно в первом приближении представить как сумму двух слагаемых — площади, занимаемой водяным потоком, и площади, занимаемой паровым потоком:

$$f_{p1} = f_b + f_n = G_{p\kappa} \left[\frac{(1-x)v_b}{w_b} + \frac{xv_n}{w_n} \right],$$

откуда массовая скорость, кг/(м²·с), рабочего потока в выходном сечении сопла при кавитационном режиме

$$q = \frac{G_{p\kappa}}{f_{p1}} = \frac{w_b}{(1-x)v_b + x \frac{w_b}{w_n}}. \quad (8.48)$$

При отсутствии кавитации $x = 0$, $q = w_b / v_b$.

Расход рабочего потока

$$G_p = q f_{p1}. \quad (8.48a)$$

Кавитационный режим камеры смешения. При постоянном перепаде давлений рабочего потока Δp_p уменьшение сопротивления местной отопительной установки s_c приводит к увеличению развиваемого коэффициента инжекции u . Такая закономер-

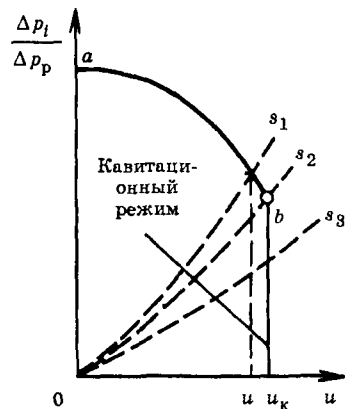


Рис. 8.18. Зависимость коэффициента инжекции элеватора от сопротивления отопительной установки

ность действительна до тех пор, пока в камере смешения элеватора не возникает кавитация.

При неизменных геометрических размерах элеватора и постоянных давлениях рабочей и инжектируемой среды p_p и p_n увеличение коэффициента инжекции (смешения) сопровождается уменьшением давления p_2 во входном сечении камеры смешения элеватора. Когда давление во входном сечении камеры смешения p_2 делается равным давлению насыщенного пара $p_{сн}$ при температуре t_c смешанного потока, возникает кавитация.

На рис. 8.18 представлена совместная характеристика элеватора и отопительной установки. На участке ab элеватор работает в докавитационном режиме. При уменьшении сопротивления местной системы от s_1 до s_2 коэффициент инжекции увеличивается от u до u_k .

При сопротивлении отопительной системы s_2 возникает кавитация в камере смешения. При дальнейшем уменьшении сопротивления местной системы, например, до s_3 коэффициент инжекции остается постоянным: $u_k = \text{const}$.

Условие возникновения кавитационного режима в камере смешения $p_2 = p_{с.н.}$

Метод расчета u_k приведен в [103].

8.6. АККУМУЛЯТОРЫ ТЕПЛОТЫ

Для снижения начальных затрат на сооружение системы теплоснабжения и упрощения эксплуатации применяют различные методы выравнивания резкопеременной тепловой нагрузки абонентов путем аккумулирования теплоты. При этом используется как естественная аккумулирующая способность зданий и отдельных элементов системы теплоснабжения (строительные конструкции отапливаемых зданий, трубопроводы тепловых сетей), так и специальные тепловые аккумуляторы, устанавливаемые у абонентов или в отдельных узлах системы теплоснабжения.

Аккумуляторы горячей воды. Расчетную емкость аккумуляторов для выравнивания графика тепловой нагрузки можно определять графическим методом, предложенным А.В. Хлудовым [139].

Сущность метода заключается в следующем. На основании суточного графика расхода теплоносителя (рис. 8.19, а) строится интегральный график расхода l (рис. 8.19, б). Каждая ордината интегрального графика расхода равна суммарному расходу теплоносителя от начала суток до момента, соответствующего указанной ординате. Интегральным графиком подачи при суточном выравнивании расхода теплоносителя является прямая 2, соединяющая начало координат с конечной ординатой суточного интегрального графика расхода. Угловой коэффициент интегрального графика подачи равен среднечасовой подаче теплоносителя

$$\operatorname{tg} \alpha = Q_{\text{сут}}/24,$$

где $Q_{\text{сут}}$ — суточный расход теплоносителя.

Емкость аккумулятора Q_a , требующаяся для указанного выравнивания нагрузки,

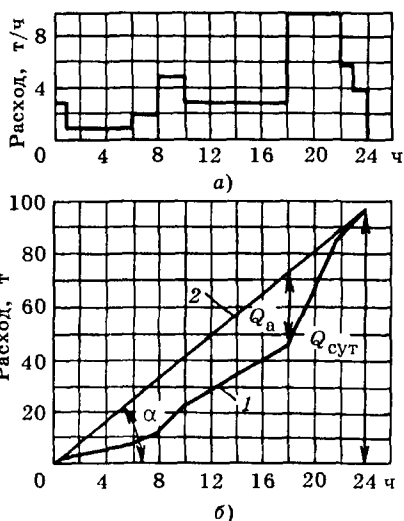


Рис. 8.19. Графический расчет емкости аккумулятора

a — суточный график; $б$ — интегральный график; l — интегральный график расхода; 2 — интегральный график подачи

равна максимальной разности ординат интегральных графиков подачи и расхода.

Аккумулирующая способность аккумуляторов горячей воды, кДж или ккал,

$$Q_a = G c_p (t_r - t_x), \quad (8.49)$$

где G — массовая емкость аккумулятора, кг; c_p — теплоемкость воды, $c_p = 4,19$ кДж/(кг · К) = 1 ккал/(кг · °С); t_r , t_x — температуры горячей воды, поступающей из аккумулятора в установку горячего водоснабжения, и холодной водопроводной воды, °С.

На рис. 8.20, а показана предложенная А.В. Хлудовым принципиальная схема абонентской установки горячего водоснабжения с аккумулятором при закрытой системе теплоснабжения, а на рис. 8.20, б даны в H , V -диаграмме режимы работы этой установки.

Предложенная схема требует минимального количества авторегуляторов. На установке имеется только два регулятора: регулятор давления (напора) «после себя» 1, поддерживающий постоянный напор H_1 на всасывающей линии насоса, и регулятор темпе-

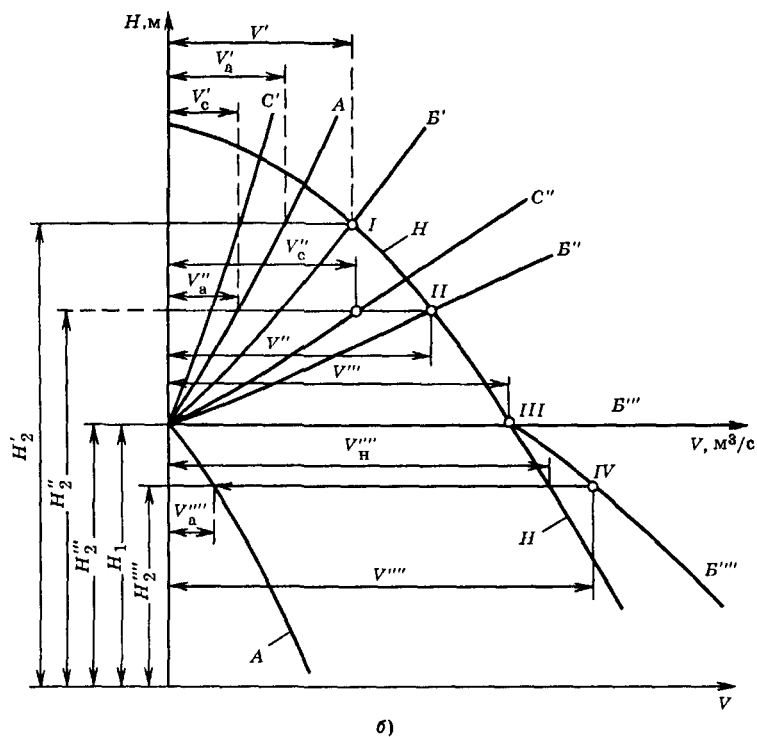
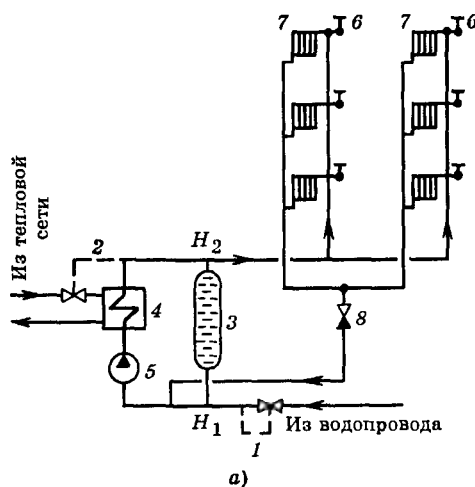


Рис. 8.20. Принципиальная схема абонентской установки горячего водоснабжения с аккумулятором (а) и процесс его работы в H, V -диаграмме (б)

1 — регулятор давления «после себя»; 2 — регулятор температуры; 3 — аккумулятор; 4 — водо-водяной подогреватель; 5 — насос; 6 — водоразборный кран; 7 — полотенцесушитель; 8 — обратный клапан; H — приведенная характеристика насосной установки; A — характеристика аккумулятора; C', C'' — характеристики установки горячего водоснабжения; B', B'', B''' — суммарные характеристики аккумулятора и установки горячего водоснабжения; B'''' — суммарная характеристика насосной установки и аккумулятора

ратуры 2, поддерживающий постоянную температуру воды t_1 на выходе из подогревателя горячего водоснабжения 4. Циркуляционный насос 5 работает непрерывно.

При отсутствии водоразбора, когда все краны 6 закрыты, холодная водопроводная вода в систему не поступает. Насос 5 создает циркуляцию воды в системе. Вода проходит через водо-водяной подогреватель 4 и затем разветвляется на два потока. Один поток поступает сверху в аккумулятор 3 и вытесняет из его нижней части холодную воду, которая поступает во всасывающий патрубок насоса 5. При этом происходит зарядка аккумулятора горячей водой.

Другой поток воды поступает по трубопроводу горячего водоснабжения в полотенцесушители 7 (нагревательные приборы, установленные в ванных комнатах) и вытесняет из них охлажденную воду, которая по циркуляционному трубопроводу системы горячего водоснабжения через открытый клапан 8 поступает во всасывающий патрубок циркуляционного насоса.

Этот режим работы установки характеризуется на рис. 8.20, б точкой I пересечения приведенной характеристики насосной установки H с характеристикой системы B' .

Кривая H — приведенная характеристика насоса 5 и подогревателя 4. Из напоров, развиваемых насосом 5, вычтены потери напора в подогревателе 4.

Кривая B' — суммарная характеристика аккумулятора 3 и системы горячего водоснабжения C' , включенных параллельно.

При этом режиме подача насоса 5 равна V'_c ; из этого расхода V'_a поступает в аккумулятор, а V'_c в систему. При этом режиме напор на выходе из аккумулятора $H'_2 > H_1$. Располагаемый напор в аккумуляторе $\Delta H_a = H'_2 - H_1$. Обратный клапан 8 открыт.

При частичном включении водоразбора, когда открывается некоторое количество водоразборных кранов 6, в систему поступает холодная вода из водопровода, ком-

пенсирующая водоразбор. Эта вода смешивается с водой, поступающей из аккумулятора и из циркуляционной системы горячего водоснабжения, проходит через насос 5 и подогреватель 4 и подается в систему горячего водоснабжения.

Этот режим характеризуется на рис. 8.20, б точкой II пересечения характеристики насосной установки H с характеристикой системы B'' .

Кривая B'' — суммарная характеристика аккумулятора 3 и системы горячего водоснабжения C'' , включенных параллельно.

Кривая C'' имеет значительно более пологий характер по сравнению с кривой C' ; так как снизилось гидравлическое сопротивление s системы горячего водоснабжения вследствие открытия водоразборных кранов.

При этом режиме подача насоса 5 равна $V''_c > V'_c$, поступление воды в систему горячего водоснабжения $V''_c > V'_c$, а поступление горячей воды на зарядку аккумулятора снизилось $V''_a < V'_a$. Напор на выходе из насоса $H''_2 > H_1$, однако $H''_2 < H'_2$. Располагаемый напор в аккумуляторе снизился $(H''_2 - H_1) < (H'_2 - H_1)$.

С увеличением водоразбора снижается располагаемый напор в аккумуляторе и циркуляционной системе горячего водоснабжения, вследствие чего уменьшается подача горячей воды на зарядку аккумулятора и падает расход воды через полотенцесушители и циркуляционную линию. При некотором водоразборе располагаемый напор в аккумуляторе делается равным нулю и зарядка аккумулятора прекращается. Одновременно или несколько раньше прекращается циркуляция воды через полотенцесушители, так как располагаемая разность напоров в циркуляционной линии делается равной нулю. Обратный клапан 8 закрывается.

Этот режим работы системы характеризуется на рис. 8.20, б точкой III. Расход воды, поступающей через насос 5 в систем

горячего водоснабжения, $V''' > V'' > V'$. В аккумуляторе горячая вода не поступает. При дальнейшем увеличении водоразбора располагаемый напор в аккумуляторе меняет знак и аккумулятор начинает разряжаться. При этом режиме холодная водопроводная вода, поступающая в систему, разветвляется после регулятора 1 на два потока. Один поток воды проходит через насос 5 и подогреватель 4. Другой поток поступает снизу в аккумулятор 3 и вытесняет из него горячую воду. Горячая вода из подогревателя и аккумулятора смешивается и поступает в систему горячего водоснабжения. В полотно сушители горячая вода при этом режиме не поступает, так как располагаемый напор в циркуляционной линии изменил свой знак и обратный клапан 8 закрыт.

Режим работы системы определяется суммарной характеристикой насоса H и аккумуляторной установки, включенных параллельно.

Расход воды в систему $V'''' = V_n'''' + V_a''''$. При этом $V_n'''' > V_n'''$, а $H_2'''' < H_1$, поэтому обратный клапан 8 закрыт. Расход воды в системе горячего водоснабжения возрастает с увеличением разности напоров ($H_1 - H_2''''$). Раскрытие кранов горячего водоснабжения у абонентов приводит к снижению H_2'''' и увеличению подачи воды в систему.

Паровые аккумуляторы. В некоторых случаях в системах централизованного теплоснабжения применяют пароводяные аккумуляторы для выравнивания паровой нагрузки станции или тепловых потребителей. Пароводяные аккумуляторы представляют собой цилиндрические сосуды, нижняя часть которых заполнена водой, а верхняя паром.

В период зарядки избыточный пар системы подается через специальные сопла в водяное пространство. За счет теплоты конденсации происходит повышение температуры и давления воды и пара в аккумуля-

ляторе. В период пиков тепловой нагрузки пар отводится из аккумулятора в тепловую сеть, а температура и давление в аккумуляторе снижаются.

Если массу воды в пароводяном аккумуляторе перед его разрядкой обозначить G_1 , а после разрядки G_2 , то количество выделившегося пара

$$G_n = G_1 - G_2. \quad (8.50)$$

Из теплового баланса аккумулятора следует

$$Q_n = Q_1 - Q_2, \quad (8.51)$$

где $Q_1 = G_1 h_1$ — теплота воды в аккумуляторе перед разрядкой; $Q_2 = G_2 h_2$ — теплота воды в аккумуляторе после разрядки; $Q_n = G_n h_n$ — теплота, отведенная из аккумулятора с выделившимся паром; h_1, h_2 — энтальпия воды в аккумуляторе до и после разрядки, кДж/кг или ккал/кг; h_n — энтальпия отведенного пара, кДж/кг или ккал/кг.

Из совместного решения (8.50) и (8.51) выводится зависимость для расчета доли выделившегося пара при разрядке аккумулятора

$$\frac{G_n}{G_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_n - h_2}. \quad (8.52a)$$

При заданных значениях h_1 и h_2 , h_n и G_n расчетная массовая емкость аккумулятора по воде определяется по формуле

$$G_1 = G_n \frac{h_n - h_2}{h_1 - h_2}. \quad (8.52b)$$

Поскольку $h_1 - h_2 = c_p \Delta t$; $h_n - h_2 = r$, где c_p — теплоемкость воды в аккумуляторе, кДж/(кг · К) или ккал/(кг · °С); $\Delta t = t_1 - t_2$ — изменение температуры воды в аккумуляторе за период разрядки, °С; r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг или ккал/кг, то

$$d = G_n / (G_1 \Delta t) = c_p / r, \quad (8.53)$$

где d — удельный выход пара при разрядке пароводяного аккумулятора на единицу

массы воды и 1°C изменения температуры воды в аккумуляторе.

Для воды отношение c_p/r является переменным, уменьшающимся при понижении температуры. Поэтому удельный выход пара на 1°C изменения температуры воды d уменьшается при снижении температуры воды, а следовательно, и давления в аккумуляторе.

8.7. ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ЗДАНИЙ

Использование теплоаккумулирующей способности зданий позволяет проводить регулирование отпуска теплоты на отопление не по текущей температуре наружного воздуха, а по средней наружной температуре за некоторый период с соответствующим сдвигом времени.

На рис. 8.21 показаны температуры внутренней и наружной поверхностей наружной стены здания при двух режимах отопления:

а) нормальном режиме, когда подача теплоты на отопление равна тепловым потерям здания;

б) режиме недогрева, когда подача теплоты на отопление меньше тепловых потерь здания.

При нормальном режиме: внутренняя температура в здании $t'_в$, а также температуры поверхностей наружных стен стабильны — линия $t'_в t'_{c1} t'_{c2} t_н$; $t'_в$ — внутренняя

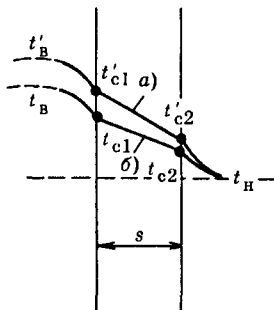


Рис. 8.21. Изменение температур по толщине стены здания

температура; t'_{c1} — температура внутренней поверхности стены; t'_{c2} — температура наружной поверхности стены; $t_н$ — наружная температура.

Количество теплоты, аккумулированной при этом режиме в наружной стене здания,

$$Q'_{ак} = F s \rho c_p \left[\frac{t'_{c1} + t'_{c2}}{2} - t_н \right] = F s \rho c_p [t'_{c\text{cp}} - t_н], \quad (8.54)$$

где F — сплошная поверхность наружной стены (за исключением окон и дверей), m^2 ; s — толщина стены, м; ρ — плотность материала стены, кг/м^3 ; c_p — теплоемкость материала стены, $\text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$; $t'_{c\text{cp}}$ — средняя температура наружной стены, $^\circ\text{C}$; $t_н$ — наружная температура, $^\circ\text{C}$.

При режиме недогрева, когда подача теплоты на отопление ограничена, тепловые потери здания частично возмещаются за счет теплоты, аккумулированной в наружных стенах здания. При этом происходит снижение температуры стены: внутренней поверхности от t'_{c1} до t'^*_{c1} , а наружной от t'_{c2} до t'^*_{c2} .

Снижение средней температуры наружной стены при режиме недогрева по сравнению с нормальным режимом

$$\Delta t_{c\text{cp}} = \frac{t'_{c1} + t'_{c2}}{2} - \frac{t_{c1} + t_{c2}}{2}. \quad (8.55)$$

При условно принятом для упрощения задачи равенстве значений теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях наружной стены

$$t_в - t_c = t_{c2} - t_н, \quad (8.56a)$$

или, что то же,

$$t_в + t_н = t_{c1} + t_{c2} = 2t_{c\text{cp}}, \quad (8.56b)$$

где $t_{c\text{cp}}$ — средняя температура наружной стены. Из дифференцирования уравнения (8.56b) при $t_н = \text{const}$ следует

$$dt_в = 2dt_{c\text{cp}},$$

или

$$dt_{c,cp} = \frac{dt_B}{2}. \quad (8.57)$$

Из уравнения (8.57) следует, что дифференциал изменения средней температуры наружной стены здания равен половине дифференциала изменения внутренней температуры отапливаемых помещений.

При нарушении баланса между подачей теплоты на отопление и теплопотерей здания, например, когда подача теплоты на отопление меньше теплопотери здания, средняя температура наружных стен здания понижается на $dt_{c,cp}$. Это вызывает снижение внутренней температуры отапливаемых помещений на

$$dt_B = 2dt_{c,cp}, \quad (8.57a)$$

т.е. на удвоенное значение изменения средней температуры наружной стены.

Рассмотрим дифференциальное уравнение теплового баланса здания за бесконечно малый период времени dz :

$$q_0 V(t_B - t_H)dz = Q_0 dz + Fspc_p dt_{c,cp}, \quad (8.58)$$

где $q_0 V$ — удельные теплопотери здания за единицу времени при разности температур $(t_B - t_H) = 1^\circ\text{C}$; Q_0 — количество теплоты, подводимой извне на отопление в единицу времени.

Уравнение (8.58) приводится к следующему виду:

$$q_0 V(t_B - t_H)dz = Q_0 dz + Fspc_p \frac{dt_B}{2},$$

или

$$q_0 V dz \left[t_B - t_H - \frac{Q_0}{q_0 V} \right] = Fspc_p \frac{dt_B}{2}, \quad (8.59a)$$

откуда

$$\begin{aligned} dz &= \frac{Fspc_p}{2q_0 V} \frac{dt_B}{t_B - t_H - Q_0/q_0 V} = \\ &= \beta \frac{dt_B}{t_B - t_H - Q_0/q_0 V}, \end{aligned} \quad (8.59b)$$

где $\beta = \frac{Fspc_p}{2q_0 V}$ — коэффициент тепловой

аккумуляции здания.

Для каждого здания коэффициент аккумуляции β — постоянная величина.

Коэффициент аккумуляции здания β тем больше, чем больше масса наружных ограждений здания и их теплоемкость ($Fspc_p$) и чем меньше удельные теплопотери здания на 1°C разности температур ($q_0 V$).

На основе интегрирования уравнения (8.59) автором выведено расчетное уравнение для определения значения изменения внутренней температуры отапливаемых зданий за конечный период времени, при заданных расходах теплоты на отопление Q_0 , с учетом аккумулирующей способности зданий

$$\int_0^z dz = \beta \int_{t_B^K}^{t_B^H} \frac{dt_B}{t_B - t_H - Q_0/q_0 V}, \quad (8.60)$$

где t_B^H и t_B^K — начальная и конечная внутренние температуры.

Следует учесть, что в зависимости (8.60) подынтегральная величина имеет отрицательный знак.

Действительно, когда расход теплоты на отопление здания $Q_0 > q_0 V(t_B - t_H)$, числитель подынтегральной величины $dt_B > 0$, а знаменатель $(t_B - t_H - Q_0/q_0 V) < 0$.

Когда $Q_0 < q_0 V(t_B - t_H)$, знаменатель меньше нуля, а числитель больше нуля. По этой причине в выражении (8.60) пределы интегрирования изменены на обратные, а именно при $dz = 0$, т.е. в начале процесса, внутренняя температура принята равной t_B^K , а в конце процесса при $dz = z$ принята равной t_B^H — в начале процесса.

Результат интегрирования уравнения (8.60):

$$z = \beta \ln \frac{t'_B - t_H - Q_0/q_0 V}{t_B - t_H - Q_0/q_0 V}; \quad (8.61a)$$

откуда

$$e^{z/\beta} = \frac{t'_B - t_H - Q_0/q_0 V}{t_B - t_H - Q_0/q_0 V} \quad (8.61b)$$

на основе уравнений (8.61)

$$t_B = t_H + \frac{Q_0}{q_0 V} + \frac{t'_B - t_H - Q_0/q_0 V}{e^{z/\beta}}, \quad (8.62)$$

где t'_B — начальная внутренняя температура.

При $z = \infty$ или $\beta = 0$

$$t_B = t_H + \frac{Q_0}{q_0 V}. \quad (8.63a)$$

При $Q_0 = 0$

$$e^{z/\beta} = \frac{t'_B - t_H}{t_B - t_H}. \quad (8.63b)$$

При $Q_0 = 0$ и $z = \beta$

$$e = \frac{t'_B - t_H}{t_B - t_H}. \quad (8.63в)$$

Из уравнения (8.62) следует

$$e^{z/\beta} = \frac{t'_B - t_H - (Q_0/q_0 V)}{t_B - t_H - (Q_0/q_0 V)}. \quad (8.64a)$$

При $Q_0 = 0$

$$e^{z/\beta} = \frac{t'_B - t_H}{t_B - t_H}. \quad (8.64b)$$

При $z = \beta$

$$e = \frac{t'_B - t_H}{t_B - t_H}. \quad (8.64в)$$

На основе уравнений (8.64) физическое значение коэффициента тепловой аккумуляции зданий можно сформулировать так:

коэффициент тепловой аккумуляции здания β — это период времени, в течение которого при выключенном отоплении, разность между внутренней температурой в здании и наружной температурой изменяется в $e = 2,72$ раза.

8.8. ЗАЩИТА МЕСТНЫХ УСТАНОВОК ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ОТ КОРРОЗИИ, ШЛАМА И НАКИПИ

В открытых системах теплоснабжения местные установки горячего водоснабжения, как правило, не нуждаются в защите от коррозии, шлама и накипи, так как они питаются умягченной деаэрированной водой.

В закрытых системах теплоснабжения в местные установки горячего водоснабжения поступает вода из водопровода, содержащая агрессивные газы, главным образом O_2 , CO_2 , соли временной жесткости и в ряде случаев агрессивные вещества — хлориды и сульфаты ($Cl + SO_4$). Поэтому при определенных условиях возникает опасность коррозии и зашламления местных установок горячего водоснабжения и абонентских подогревательных установок.

Поскольку температура воды, используемой для горячего водоснабжения, невысока (около $60^\circ C$), то для очень широкого диапазона естественных качеств природных вод защита установок горячего водоснабжения от коррозии и зашламления может проводиться сравнительно простыми средствами без сооружения сложных и дорогостоящих установок для умягчения и деаэрации воды, которые необходимы при высоких температурах подогрева воды.

Опасность зашламления зависит в первую очередь от карбонатной (временной) жесткости воды. При мягкой воде $J_K \leq 2$ мг-экв/л (1 мг-экв/л = 28 мг/л CaO или 20 мг/л MgO) накипь и шлам в системе горячего водоснабжения, как правило, не выпадают. Поэтому при такой воде нет необходимости в защите установок горячего водоснабжения от накипи и зашламления.

При воде средней жесткости ($2 \text{ мг-экв/л} \leq J_{\text{к}} \leq 4 \text{ мг-экв/л}$) в подогревателе и на внутренней поверхности трубопровода в процессе эксплуатации образуется тонкая пленка накипи, вызывающая незначительное увеличение термического сопротивления подогревательной установки и гидравлического сопротивления трубопроводов горячего водоснабжения. Как показывает опыт, такая пленка при отсутствии или малом содержании в воде агрессивной уголекислоты, а также хлоридов и сульфатов ($\text{Cl} + \text{SO}_4$) удовлетворительно защищает от коррозии трубопроводы горячего водоснабжения, выполненные из черных стальных труб.

При воде повышенной жесткости ($4 \text{ мг-экв/л} \leq J_{\text{к}} \leq 7 \text{ мг-экв/л}$) возникает опасность зашламления системы. Поэтому необходимо предусматривать установку на ГТП или МТП упрощенных защитных устройств против зашламления и накипеобразования.

Одним из таких устройств является аппарат для омагничивания воды. Такие аппараты строятся как с постоянными магнитами, так и с электромагнитами.

На рис. 8.22 показана принципиальная схема аппарата с электромагнитами [62].

Магнитные аппараты устанавливаются в вертикальном положении на трубопроводе холодной воды перед подогревателями горячего водоснабжения. Вода проходит через аппарат снизу вверх и равномерно заполняет все его проходное сечение; скорость воды составляет около 1 м/с.

В результате воздействия магнитного силового поля на воду способность воды выделять накипь уменьшается. После магнитной обработки вода не меняет своего цвета и не дает осадка. При воде большой жесткости ($J_{\text{к}} > 7 \text{ мг-экв/л}$) по условиям качества горячего водоснабжения закрытые системы теплоснабжения применять не рекомендуется, так как такая вода из-за слабого «омыления» неудобна для бытового использования, а децентрализованные уста-

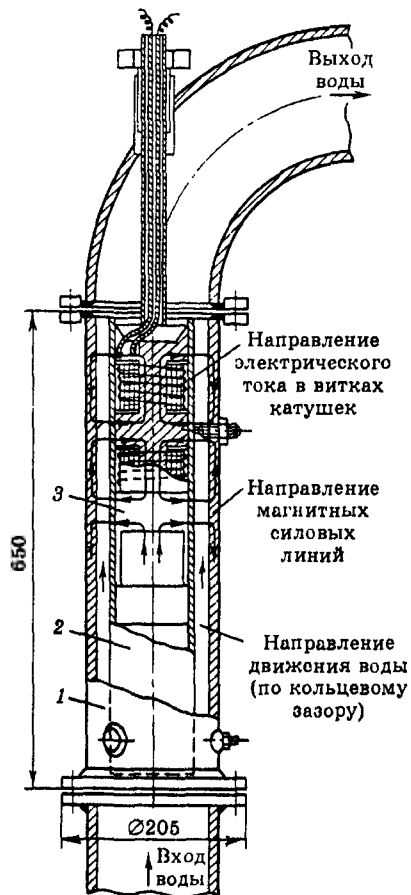


Рис. 8.22. Электромагнитный аппарат для обработки воды

1 — корпус, 2 — кожух, 3 — электромагнит

новки для умягчения воды на ГТП и МТП дороги и сложны в эксплуатации.

Коррозионная активность горячей водопроводной воды характеризуется тремя основными показателями [62]:

- 1) индексом равновесного насыщения воды карбонатом кальция (индекс насыщения) J ;
- 2) концентрацией растворенного в воде кислорода, мг/л;
- 3) суммой концентраций в воде хлоридов и сульфатов ($\text{Cl} + \text{SO}_4$), мг/л.

Индекс насыщения определяется по формуле

$$J = \text{pH} - \text{pH}_s, \quad (8.65)$$

где pH — показатель концентрации ионов водорода (по анализу воды); pH_s — значение pH воды в состоянии равновесного насыщения карбонатом кальция.

Если $\text{pH} < \text{pH}_s$, то содержание CO_2 в воде превышает равновесную концентрацию. Такая вода является коррозионно-агрессивной. Она препятствует образованию на поверхности трубопроводов в процессе эксплуатации защитной карбонатной пленки.

При отсутствии защитной пленки вода имеет непосредственный контакт с металлом трубопровода. При наличии в воде кислорода происходит коррозия стальных труб. Диоксид углерода CO_2 , как видно из (7.17)—(7.19), способствует интенсификации кислородной коррозии.

Когда $\text{pH} > \text{pH}_s$, то содержание CO_2 в воде меньше равновесной концентрации. Такая вода является коррозионно-неагрессивной. При нагревании такой воды происходит распад бикарбонатных солей кальция и магния $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$, обеспечивающих временную жесткость воды, и на поверхности трубопроводов образуется защитная пленка.

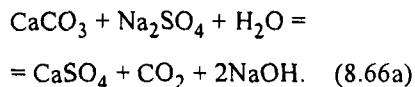
Таким образом, отрицательное значение индекса насыщения $J < 0$ свидетельствует о коррозионной агрессивности воды, а положительное $J > 0$ — о ее неагрессивности. Следует иметь в виду, что индексом насыщения J характеризуются не все агрессивные качества воды, а лишь те, которые зависят от наличия в ней углекислоты CO_2 .

Встречающийся диапазон концентраций хлоридов Cl и сульфатов SO_4 в водопроводной воде очень широк — от нескольких миллиграммов до нескольких сот миллиграммов. Хлориды и сульфаты препятствуют образованию на поверхности трубопроводов защитных карбонатных пленок

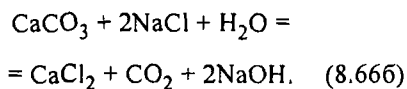
и этим способствуют интенсификации кислородной коррозии.

Так, если при наличии на поверхности трубы карбонатной пленки CaCO_3 в воде имеется раствор сульфата, например Na_2SO_4 , то происходит разрушение карбонатной пленки с образованием двуокиси углерода и едкого натра.

Реакция идет по формуле



Аналогично при наличии в воде раствора NaCl реакция разрушения пленки идет по формуле



Кроме того, хлориды и сульфаты сами по себе корродируют металл (железо) или интенсифицируют эффект кислородной и углекислой коррозии.

При положительном индексе насыщения воды ($J > 0$) и суммарной концентрации сульфатов и хлоридов в воде ($\text{Cl} + \text{SO}_4$) < 50 мг/л вода является практически неагрессивной. При такой воде местные установки горячего водоснабжения не нуждаются в защите от коррозии.

При $J < 0$ и концентрации в воде ($\text{Cl} + \text{SO}_4$) > 50 мг/л вода является агрессивной и поэтому необходимо предусматривать защиту от коррозии местных установок горячего водоснабжения. Эта задача может решаться двумя принципиально различными путями [89]:

1) повышением антикоррозионной стойкости системы горячего водоснабжения, т.е. выполнением ее из элементов, устойчивых против коррозии;

2) созданием на ГТП и МТП специальных установок для снижения коррозионной активности воды.

Первый путь должен рассматриваться как основной метод повышения долговечности установок горячего водоснабжения. Он наиболее прост и наиболее экономичен по начальным затратам и эксплуатационным расходам.

Второй путь, заключающийся в децентрализованной обработке воды, требует повышенных начальных затрат и усложняет эксплуатацию. Характер требуемой обработки воды в зависимости от ее качества и материалов труб приведен в [130].

Повышение антикоррозионной стойкости установок горячего водоснабжения. Опыт эксплуатации систем горячего водоснабжения показывает, что основным наиболее уязвимым для коррозии элементом являются отопительные приборы ванных комнат — полотенцесушители, присоединенные к трубопроводам горячего водоснабжения.

Горячая циркуляционная вода движется через полотенцесушители с малой скоростью. Возникают застойные зоны, в которых выпадают загрязнения и продукты коррозии, что создает особенно благоприятные условия для развития интенсивной локальной коррозии в полотенцесушителях, выполненных из черных стальных труб.

Коррозия наиболее уязвимого элемента системы горячего водоснабжения — полотенцесушителей может быть практически ликвидирована при изготовлении их из коррозионно-стойкого материала, имеющего электрохимические свойства, близкие к свойствам материала трубопроводов горячего водоснабжения, т.е. стали. Таким материалом является чугун. Одним из возможных решений является изготовление полотенцесушителей из секций отопительных чугунных радиаторов.

Второе мероприятие, повышающее антикоррозионную стойкость установок горячего водоснабжения, заключается в выполнении коммуникаций из труб, имеющих поверхностную антикоррозионную защиту.

Проведенные исследования показывают, что при индексе насыщения воды $J > 0,5$ и суммарной концентрации хлоридов и сульфатов в воде менее 50 мг/л стальные оцинкованные трубы имеют повышенную антикоррозионную стойкость по сравнению с черными стальными трубами. Скорость коррозии оцинкованных труб в такой воде в 3—4 раза меньше, чем черных стальных. Для сохранения оцинковки в местах соединения применяется полуавтоматическая электродуговая сварка оцинкованных труб в атмосфере инертного газа CO_2 .

Коррозия коммуникаций горячего водоснабжения может быть практически полностью устранена при применении труб из низколегированной стали, например X18H9T. Однако эти трубы очень дороги, поэтому их сколько-нибудь широкое использование для установок горячего водоснабжения проблематично. Дальнейшее совершенствование установок горячего водоснабжения должно идти по пути разработки стойких, долговечных антикоррозионных покрытий, например эмалирования, а также применения трубопроводов из полимерных материалов. Долговечность местных систем горячего водоснабжения в значительной степени зависит также от схемы установки и условий эксплуатации, в первую очередь от теплового и гидравлического режимов.

Коррозионная активность растворенных газов возрастает с ростом температуры. Особенно она усиливается при температуре выше 60—65 °С. Поэтому необходимо все установки горячего водоснабжения оснащать регуляторами температуры, настроенными по минимальному пределу (55—60 °С).

Большое значение имеет также правильный гидравлический режим системы горячего водоснабжения. Основное требование заключается в том, чтобы при всех режимах, в том числе и в часы максимального водоразбора, местная система горячего водоснабжения была полностью заполнена во-

дой, что предупреждает подсос воздуха в систему.

Антикоррозионная обработка воды. Коррозионно-агрессивная водопроводная вода, т.е. вода, имеющая отрицательный индекс насыщения ($J < 0$), вызывает коррозию не только трубопроводов горячего водоснабжения, но и холодных водопроводов [62].

Экономически более целесообразно снизить коррозионную активность такой воды путем централизованной ее обработки на водопроводных станциях. Известны способы обработки (стабилизации) таких вод, например, путем известкования. Известковое молоко, введенное в нестабилизированную воду, связывает агрессивную углекислоту и устраняет агрессивность воды.

Для антикоррозионной обработки воды применяют вакуумную деаэрацию или силикатирование.

Вакуумная деаэрация является наиболее эффективной. В вакуум-деаэрационной установке можно снизить содержание основного коррозионного агента в воде — кислорода в 10—20 раз (до 1—0,5 мг/л).

Вакуум-деаэрация дает существенный эффект при водах различного состава, даже при наиболее агрессивных водах.

Недостатками этого метода являются:

1) разрыв потока воды в деаэраторе, что приводит к необходимости включения насоса для подачи воды из деаэратора в систему горячего водоснабжения;

2) значительные габаритные размеры установки;

3) зависимость эффективности обработки воды от воздушной плотности системы и в связи с этим необходимость квалифицированного обслуживания установки.

Вакуум-деаэрационная обработка применяется обычно в тех случаях, когда другие, более простые методы неэффективны. Это обычно вода с наиболее высокой коррозионной агрессивностью: $J < -1,0$; $(Cl + SO_4) > 50$ мг/л; $O_2 \approx 10—14$ мг/л.

На рис. 8.23 приведена схема вакуум-деаэрационной установки, предложенная Московским инженерно-строительным институтом. Водопроводная вода поступает в водо-водяной подогреватель 7, в котором подогревается сетевой водой до 60—65 °С. Подогретая водопроводная вода поступает в деаэрационную колонку 5, в которой поддерживается вакуум. Из деаэрационной колонки вода поступает в бак 6. Из него она забирается насосом 1 и подается в систему горячего водоснабжения. Отсос газов из деаэрационной колонки производится водо-

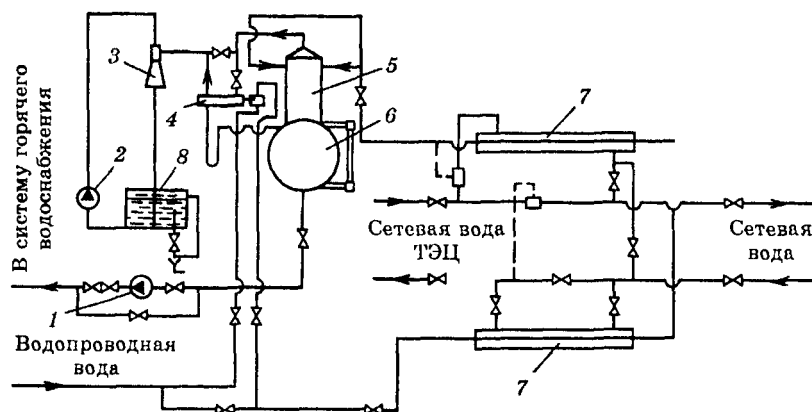


Рис. 8.23. Принципиальная схема вакуум-деаэрационной установки для систем водоснабжения

1 — насос горячего водоснабжения; 2 — насос рабочей воды эжектора; 3 — водоструйный эжектор; 4 — охладитель выпара; 5 — деаэрационная колонка; 6 — деаэрационный бак; 7 — водо-водяной подогреватель; 8 — бак эжекторной установки

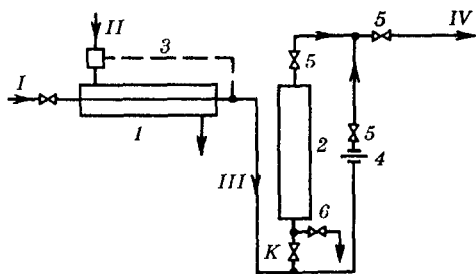


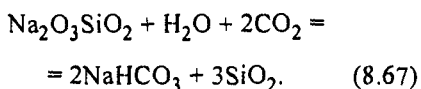
Рис. 8.24. Принципиальная схема установки для силикатной обработки воды

I — водо-водяной подогреватель, 2 — фильтр-дозатор силиката натрия; 3 — регулятор температуры, 4 — диафрагма, 5 — задвижка; 6 — промывочный клапан; *I* — вода из водопровода; *II* — сетевая вода; *III* — горячая вода после подогревателя; *IV* — вода, подаваемая в местную систему горячего водоснабжения

струйным эжектором 3 с помощью центробежного насоса 2.

Силикатирование воды. Для обработки силикатом натрия используется трисиликат натрия $\text{Na}_2\text{O}_3\text{SiO}_2$ как в твердом (глыба или гранулы), так и в жидком виде. Более эффективно использование жидкого трисиликата натрия.

На рис. 8.24 показана принципиальная схема установки для обработки воды гранулированным трисиликатом натрия. Фильтр трисиликата натрия включен после подогревателя горячего водоснабжения параллельно с линией горячей воды, на которой установлена дозаторная диафрагма. Реакция взаимодействия трисиликата натрия с растворенной в воде свободной углекислотой происходит по формуле



Как видно из (8.67), Na_2O связывает свободный диоксид углерода, растворенный в воде и, таким образом, снижает коррозионную агрессивность воды благодаря увеличению pH воды и соответственному увеличению индекса насыщения [см. (8.65)].

Кроме того, оксид силиция SiO_2 образует на поверхности трубопроводов прочную защитную пленку и поэтому изолирует от непосредственного контакта с водой.

Из (8.67) следует, что 1 мг чисто $\text{Na}_2\text{O}_3\text{SiO}_2$, введенный в воду, связывает 0,36 мг CO_2 , образуя при этом 0,7 мг NaHCO_3 ; кроме того, на поверхности трубопровода в виде пленки откладывает 0,75 мг SiO_2 . По санитарным условиям допускается норма концентрации диоксида кремния SiO_2 в воде, подаваемой для горячего водоснабжения, до 25—30 мг/л, что эквивалентно 35—40 мг/л чистого трисиликата натрия.

Основным преимуществом метода является простота устройства установки и эксплуатации, но при этом требуется санитарный контроль.

8.9. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Наиболее целесообразным методом регулирования отпуска теплоты в системах централизованного теплоснабжения современных городов с разнородной тепловой нагрузкой (отопление, горячее водоснабжение, вентиляция) является сочетание центрального качественного регулирования отопительной нагрузке или по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения с групповым или местным количественным регулированием отдельных видов нагрузки [91, 97, 111].

Выбор основного импульса для местного регулирования зависит от типа и режима работы установки.

В установках горячего водоснабжения в качестве такого импульса обычно выбирается температура воды после подогревателя в закрытых системах или после смесительного устройства в открытых системах. В вентиляционных установках в качестве основного импульса обычно выбирается температура воздуха после калориферов.

Выбор импульса для регулирования отопительной нагрузки является более сложной задачей, так как температуры в отдельных помещениях отапливаемых зданий могут существенно различаться и зависят не только от количества теплоты, поданной в здание, но и от качества работы отопительной установки здания, условий эксплуатации отдельных помещений, бытовых тепловыделений, а также солнечной инсоляции и инфильтрации, которые, в свою очередь, зависят от размещения отдельных помещений здания по отношению к сторонам света и розе ветров. Поэтому для экономичного удовлетворения отопительной нагрузки необходимо в дополнение к групповому и (или) местному регулированию осуществлять индивидуальное регулирование отдельных помещений или отдельных зон каждого здания, подверженных различному влиянию солнечной инсоляции, ветровой инфильтрации, бытовых тепловыделений и других условий.

Для группового или местного регулирования отопительной нагрузки используются обычно следующие раздельные импульсы:

- а) внутренняя температура представительного помещения или средняя внутренняя температура нескольких помещений;
- б) внутренняя температура устройства, моделирующего температурный режим отапливаемых зданий;
- в) температура наружного воздуха или интегральный метеорологический показатель, учитывающий наружную температуру и солнечную инсоляцию.

Это позволяет без нарушения качества теплоснабжения использовать аккумулирующую способность зданий для балансирования подачи теплоты на отопление за определенный период времени (например, за 12 ч или 1 сут) при неравномерной тепловой нагрузке системы в отдельные часы суток.

При использовании первых двух импульсов создается также возможность при-

менять различные сочетания температур и расходов воды в подающем трубопроводе тепловой сети для удовлетворения отопительной нагрузки.

Необходимость в осуществлении таких режимов возникает обычно при каких-либо отказах на отдельных участках параллельно работающих сблокированных магистральных тепловых сетей.

При временном снижении пропускной способности сети по расходу воды можно сбалансировать подачу теплоты на отопление путем повышения температуры в подающем трубопроводе тепловой сети. При использовании третьего импульса, т.е. наружной температуры или интегрального метеорологического показателя, регулирование отопительной нагрузки осуществляется по расчетной программе, в которой заложены режимы теплопотребления, характеристики оборудования групповой или местной подстанции и теплотехнические характеристики ограждающих конструкций и аккумулирующей способности здания. Программой задается расход сетевой воды при разных наружных температурах. При этом исходят из условия постоянного соответствия температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети температуре наружного воздуха. При отклонении фактической температуры воды в тепловой сети от расчетной для данной температуры наружного воздуха возникает небаланс теплоты во всех отапливаемых зданиях [1, 39].

На рис. 8.1 показана принципиальная схема ГТП при закрытой системе теплоснабжения и независимом присоединении отопительных установок к тепловой сети. Регулирование отопительной нагрузки осуществляется по импульсу, получаемому от устройства δ , моделирующего внутренний тепловой режим здания с заданной характеристикой [117].

В крупных городских системах централизованного теплоснабжения обычно осуществляется центральное качественное ре-

гулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. При расчете температурного графика центрального регулирования учитывается некоторая средняя, так называемая типовая для данного района, относительная нагрузка горячего водоснабжения ρ_T , представляющая собой характерное для данного района отношение средненедельной нагрузки горячего водоснабжения к расчетной нагрузке отопления

$$\rho_T = Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}} / Q'_{\text{о.}}$$

Фактическая относительная нагрузка горячего водоснабжения конкретного здания или группы зданий может существенно отличаться от средней по району.

У абонентов с фактической относительной нагрузкой горячего водоснабжения больше типовой ($\rho_{\text{ф}} > \rho_T$) расход сетевой воды должен иметь максимальное значение при наружной температуре, соответствующей точке излома температурного графика $t_{\text{н.н}}$. Как при понижении наружной температуры, т.е. при $t_{\text{н}} < t_{\text{н.н}}$, так и при повышении наружной температуры, т.е. до $t_{\text{н}} > t_{\text{н.н}}$, расход сетевой воды должен снижаться (см. рис. 4.22). У абонентов, фактическая относительная нагрузка горячего водоснабжения которых меньше типовой ($\rho_{\text{ф}} < \rho_T$), расход сетевой воды должен иметь максимальное значение при расчетной наружной температуре для отопления $t_{\text{н.о}}$. При повышении наружной температуры до $t_{\text{н}} > t_{\text{н.о}}$ расход сетевой воды должен снижаться (см. рис. 4.22). Только в том случае, когда $\rho_{\text{ф}} = \rho_T$, расход сетевой воды должен поддерживаться постоянным в диапазоне наружных температур от $t_{\text{н.о}}$ до $t_{\text{н.н}}$ и уменьшаться при повышении наружной температуры выше $t_{\text{н.н}}$.

Современные методы расчета позволяют при заданном температурном графике центрального качественного регулирования определить для каждого здания или группы зданий требуемый расход сетевой воды при

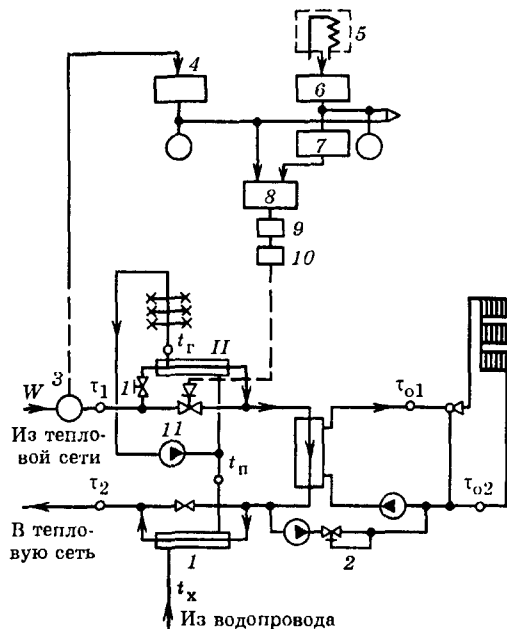


Рис. 8.25. Принципиальная схема группового автоматического программного регулирования отпуска теплоты на отопление по наружной температуре

1 — регулятор температуры горячего водоснабжения; 2 — регулятор давления «после себя»; 3 — датчик инерционного расходомера; 4 — измерительный блок индукционного расходомера; 5 — инерционный термометр сопротивления; 6 — усилитель; 7 — нелинейный преобразователь; 8 — релейный регулирующий прибор; 9 — блок управления; 10 — исполнительный механизм; 11 — регулирующий клапан

любой наружной температуре при заданной относительной нагрузке горячего водоснабжения. Эти расходы воды закладываются в программу группового или местного количественного регулирования, осуществляемого по импульсу наружной температуры, измеренной с помощью инерционного датчика температур. Такая система автоматического регулирования разработана ВТИ совместно с Мосжилнии проектом [39].

На рис. 8.25 показана принципиальная схема такой системы автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление, выполненной в групповой тепловой подстанции с независимым присоединением нагрузки отопления и двухступенчатой по-

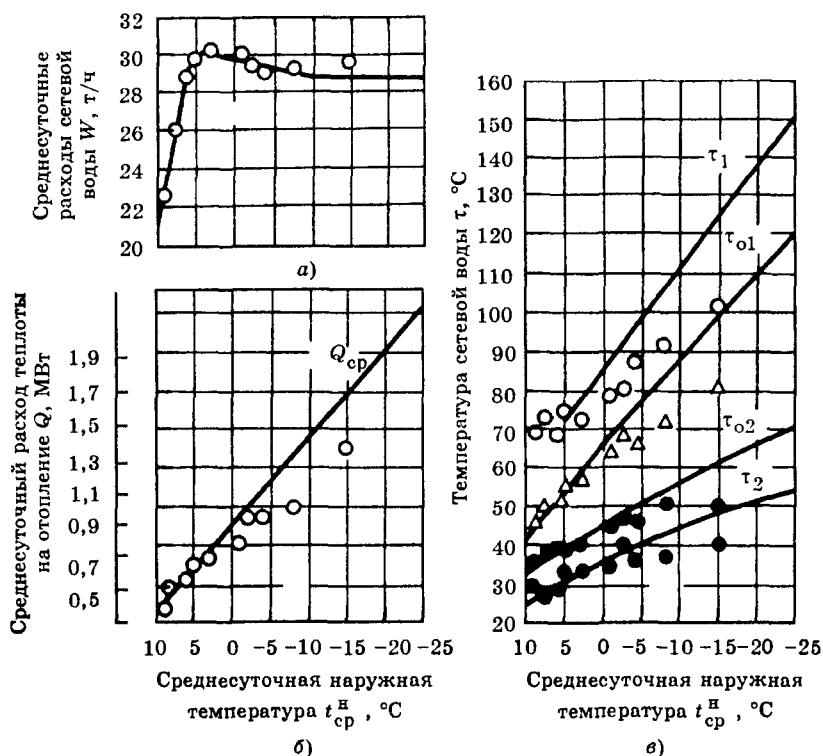


Рис. 8.26. Результаты испытания на групповой подстанции системы программного регулирования по наружной температуре

а — расход сетевой воды; б — расход теплоты на отопление; в — температура сетевой воды;

следовательной схемой присоединения нагрузки горячего водоснабжения.

Измерение температуры наружного воздуха производится инерционным термометром сопротивления 5, показания которого преобразуются в унифицированный сигнал с помощью измерительного усилителя 6. Измерение расхода сетевой воды производится датчиком расходомера 3. Оба сигнала вводятся в измерительный блок релейного регулирующего прибора 8, из которого выходные команды через блок ручного управления 9 воздействуют на исполнительный механизм, перемещающий регулирующий клапан 11. Вся эта аппаратура выпускается промышленностью серийно. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения t_r , поддерживается на заданном уровне регулятором температуры 1,

воздействующим на расход сетевой воды, проходящей через подогреватель верхней ступени горячего водоснабжения.

Регулятор поддерживает постоянным расход сетевой воды через подогреватель отопления независимо от характера суточного графика нагрузки горячего водоснабжения. В зависимости от температуры наружного воздуха система производит автоматическую перенастройку регулирующего клапана 11.

На рис. 8.26 приведены результаты испытания указанной системы на ГТП с $\rho_{\phi} > \rho_r$. Сплошными линиями показаны расчетные кривые; кружками и треугольниками — опытные результаты. Испытания показали достаточную точность поддержания заданной зависимости расхода сетевой воды от наружной температуры. Отклонения

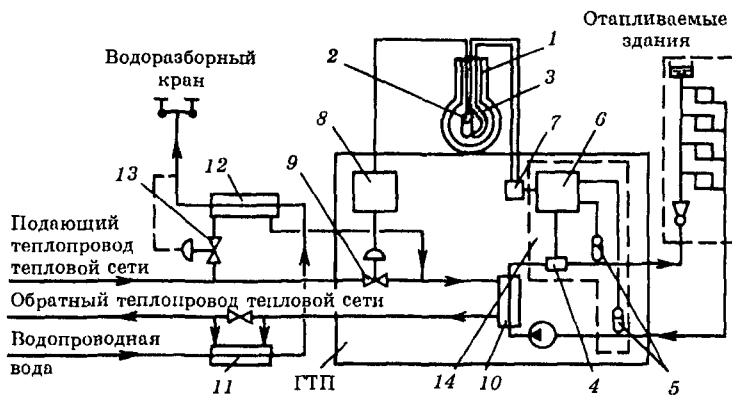


Рис. 8.27. Устройство для регулирования отпуска теплоты на отопление системы МЭИ

1 — модель здания; 2 — датчик температуры; 3 — нагреватель; 4 — индукционный расходомер; 5 — термометр сопротивления; 6 — автоматический вычислительный прибор; 7 — усилитель-преобразователь; 8 — регулятор отопления с задатчиком; 9 — регулирующий орган с приводом; 10 — отопительный теплообменник; 11 — нижняя ступень подогревателя горячего водоснабжения; 12 — верхняя ступень подогревателя горячего водоснабжения; 13 — регулятор температуры горячего водоснабжения; 14 — теплосчетчик

опытных значений отпуска теплоты на отопление от расчетных значений вызваны тем, что при наружных температурах $t_n < 2,5^\circ\text{C}$ фактические температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети были ниже расчетных.

Применение системы автоматического программного регулирования отопления позволяет осуществлять дальнейшее совершенствование режима отопления, например, снижать температуру воздуха в жилых зданиях в ночное время или снижать отпуск теплоты на отопление промышленных и административных зданий в нерабочее время, что обеспечивает дополнительную экономию теплоты и создание комфортных условий. Для этой цели в схему электронного устройства вводится дополнительное реле времени, которое в определенное время снижает на определенное значение расход сетевой воды на отопление.

На рис. 8.27 показана разработанная в МЭИ схема регулирования отопительной нагрузки по внутренней температуре устройства, моделирующего тепловой режим здания. Преимущества модели по сравнению с непосредственным измерением внут-

ренней температуры отапливаемых помещений заключаются в следующем [117]:

а) устраняется влияние на авторегулирование случайных явлений, не зависящих от режима отопления;

б) эксплуатация модели не связана с необходимостью контроля датчиков температур, установленных в жилых помещениях;

в) обеспечивается простота перенастройки модели путем изменения степени заполнения ее жидкостью.

МЭИ также разработана система регулирования отопительной нагрузки методом математического моделирования.

В качестве математической модели использовано (8.62), описывающее нестационарный тепловой режим здания. При математическом моделировании внутренняя температура t_v не измеряется, а вычисляется.

Входящая в (8.62) Q_0 вычисляется через относительную отопительную нагрузку $\bar{Q}_0$, которая определяется по уравнению (11.10) по измеренным значениям температур теплоносителя перед отопительной установкой τ_{01} и после отопительной установки τ_{02} и по значению наружной температуры t_n .

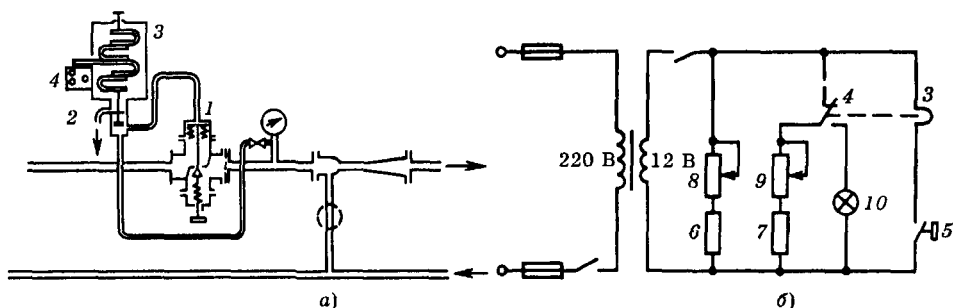


Рис. 8.28. Схема установки для регулирования отпуска теплоты на отопление с помощью моделирующего устройства

а — принципиальная схема установки; *б* — электрическая схема; 1 — регулятор расхода; 2 — электрогидравлическое реле, 3 — нагревательный элемент ЭГР, 4 — микропозиционер, 5 — датчик температуры; 6 и 7 — нагревательные элементы модели, 8 и 9 — подгоночные резисторы; 10 — сигнальная лампа

Проведенные испытания показали достаточно высокую точность и надежность системы [119]. На базе использования моделирующего устройства МЭИ разработана упрощенная схема установки для двухпозиционного автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление в осенне-весенний период, т.е. в диапазоне излома температурного графика, когда температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети поддерживается постоянной и равной обычно 70 °С [109]. Принципиальная схема установки и ее электрическое устройство показаны на рис. 8.28. В схеме использовано следующее основное оборудование: жидкостная модель здания с двумя электронагревателями и подгоночными резисторами; биметаллическое термореле (датчик температуры), размещенное в полый камере модели; щиток управления с трансформатором 120—220/12 В; электрогидравлическое реле 2 с S-образными биметаллическими элементами, на которых размещена обмотка электронагревателя 3, и клапановым устройством конструкции Теплосети Мосэнерго; микропозиционер 4, заблокированный с ходом штока электрогидравлического реле 2; регулятор расхода типа РР-40 с ограничителем. Эта схема обеспечивает двухпозиционное регулирование подачи сетевой воды на отопление (полностью открыто — частично открыто).

Сопротивление электронагревателей модели должно быть выбрано с таким расчетом, чтобы температура воздуха внутри модели $t_{в.м}$ была равна расчетной внутренней температуре помещения при температуре наружного воздуха $t_{н.н}$, соответствующей точке излома температурного графика (для Москвы $t_{н.н} = 2,5$ °С).

При повышении температуры наружного воздуха сверх той, которой соответствует точка излома температурного графика (т.е. при $t_{н} > t_{н.н}$), температура внутри модели повышается, что при заданной $t_{в.м}^{\max}$ приводит к замыканию термореле (датчика температур) и включению обмотки электрогидравлического реле. В результате регулирующий клапан регулятора расхода частично прикрывается и регулятор сокращает расход воды до заданного минимума. Одновременно с помощью микропозиционера 4 размыкается цепь одного нагревательного элемента модели и сокращается подвод теплоты в модель пропорционально отпуску теплоты на отопление здания.

При этих условиях температура в помещении здания и температура внутри модели снижается на одно и то же значение. Когда температура внутри модели достигает минимально допустимого значения, термореле размыкается и расход воды восстанавливает-

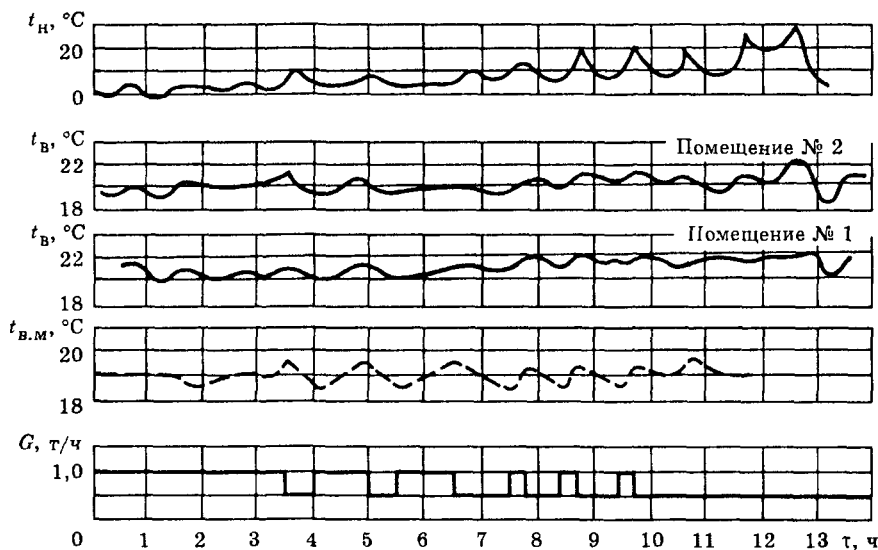


Рис. 8.29. Характеристика работы двухпозиционного регулятора отопления в теплый период

ся до нормального. Одновременно с помощью микропозиционера 4 замыкается цепь ранее выключенного нагревательного элемента модели и подвод теплоты в модель восстанавливается до нормального.

На рис. 8.29 показана характеристика работы этого регулятора в теплый период отопительного сезона, полученная в результате экспериментального исследования одного из отапливаемых зданий.

Результаты испытания подтверждают возможность использования модели здания для количественного регулирования отпуска теплоты на отопление в диапазоне излома температурного графика.

Для автоматизации тепловых пунктов (подстанций) применяются как гидравлические, так и электронные автоматические регуляторы. В последние годы началось внедрение электронных авторегуляторов на крупных тепловых подстанциях. Основные их преимущества: универсальность и достаточно высокая надежность. Однако электронная автоматика нуждается в квалифицированном обслуживании. Поэтому в настоящее время наряду с электронными регуляторами применяются также гидравлические авторегуляторы прямого и непрям

го действия. В качестве энергоносителя в этих регуляторах в большинстве случаев используется сетевая вода.

Конкретные схемы автоматизации на базе гидравлических регуляторов приведены в [101].

Контрольные вопросы и задания

1. Укажите основное назначение тепловых подстанций. Приведите для иллюстрации принципиальную схему групповой тепловой подстанции жилого района и объясните, как она работает.
2. Каково основное условие возможности параллельной работы конденсатных насосов нескольких абонентов на общий конденсатопровод?
3. В чем заключается метод определения расчетного расхода сетевой воды на групповой тепловой подстанции при параллельной и двухступенчатой последовательной схемах присоединения установок горячего водоснабжения и отопительных установок?
4. Как осуществляется выбор типоразмеров секционного теплообменника? Как определить суммарную длину секций теплообменника? Почему тепловая нагрузка секционного теплообменника не зависит от его диаметра?

- ра, а зависит только от его суммарной длины? Из какого уравнения следует этот вывод?
5. Как осуществляется выбор типоразмера пластинчатого теплообменника? На основе каких уравнений определяется число ступеней подогрева и количество каналов пластинчатого теплообменника?
 6. Какими параметрами ограничивается возможная максимальная скорость воды в каналах пластинчатого подогревателя, а значит, и возможное количество параллельно включенных каналов?
 7. Приведите уравнение характеристики водоструйного элеватора и объясните значения и размерности входящих в него величин.
 8. Почему в водоструйном элеваторе с заданным диаметром камеры смешения при увеличении гидравлического сопротивления отопительной установки необходимо уменьшить диаметр сопла? Из какого уравнения следует такая зависимость?
 9. Почему при возникновении кавитации в сопле элеватора снижается расход сетевой воды? Как определяется расход сетевой воды при кавитации?
 10. Что такое коэффициент тепловой аккумуляции здания? Каково физическое значение этого коэффициента и его размерность?
 11. Приведите расчетную формулу для определения внутренней температуры в отапливаемых помещениях при нарушении стационарного теплового режима. Что представляет собой в этом уравнении z/β ?
 12. Как влияют на изменение внутренней температуры в отапливаемых помещениях изменения наружной температуры, температуры в подающем трубопроводе тепловой сети, расхода сетевой воды? Какими уравнениями описываются эти зависимости?
 13. Укажите основные способы защиты от внутренней коррозии местных установок горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения.
 14. Какие импульсы используются обычно для группового или местного регулирования отопительной нагрузки? Какова общая характеристика этих импульсов?
 15. Изобразите принципиальную схему автоматического регулирования отопительной нагрузки с помощью устройства, моделирующего внутренний тепловой режим здания. Какова особенность этой схемы по сравнению с другими методами регулирования отопительной нагрузки?

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

9.1. ТРАССА И ПРОФИЛЬ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Тепловая сеть — это система прочно и плотно соединенных между собой участков тепловых сетей, по которым теплота с помощью теплоносителя (пара или горячей воды) транспортируется от источников к тепловым потребителям.

Направление тепловых сетей (трасса) выбирается по тепловой карте района с учетом материалов геодезической съемки, плана существующих и намечаемых надземных и подземных сооружений, данных о характеристике грунтов, высоте стояния грунтовых вод и т.п. Следует стремиться к прокладке магистральной трассы в районе наиболее плотной тепловой нагрузки, к наименьшей длине тепловых сетей и минимальному объему работ по сооружению сети.

Для предупреждения коррозии не рекомендуется прокладывать подземные тепловые сети в одном проезде параллельно с трамвайными путями и отсасывающими кабелями постоянного тока, а также на территориях бывших свалок, участков, подвергающихся затоплению загрязненными жидкостями, в заболоченных местах.

Вопрос о выборе типа теплопровода (надземный или подземный) решается с учетом местных условий и технико-экономических обоснований.

При высоком уровне грунтовых и внешних вод, большой густоте существующих подземных сооружений на трассе проектируемого теплопровода, сильно пересеченной оврагами местности и пересечении

многоколейных железнодорожных путей в большинстве случаев отдается предпочтение надземным тепловым сетям. Они обычно также применяются на территориях промышленных предприятий при совместной прокладке энергетических и технологических трубопроводов на общих эстакадах или высоких опорах.

В жилых районах из архитектурных соображений обычно применяется подземная прокладка тепловых сетей.

Однако опыт показывает, что надземные тепловые сети долговечнее и более ремонтнопригодны по сравнению с подземными. Поэтому желательно изыскивать возможность хотя бы частичного применения в городах надземных тепловых сетей на низких отдельно стоящих опорах, в первую очередь на окраинах городов, в промышленных зонах, в районах, не подлежащих застройке, и др.

В особо тяжелых грунтовых условиях (вечномерзлые грунты, просаживающиеся и заболоченные участки) должны, как правило, применяться надземные тепловые сети.

При выборе трассы теплопровода следует руководствоваться в первую очередь условиями надежности теплоснабжения, безопасности работы обслуживающего персонала и населения, возможностью быстрой ликвидации неполадок и аварий. По условиям безопасности работы тепловых сетей и надежности теплоснабжения не допускается прокладка в общих каналах тепловых сетей совместно с кислородо-

допроводами, газопроводами, трубопроводами сжатого воздуха давлением выше 1,6 МПа, трубопроводами легковоспламеняющихся и ядовитых жидкостей и газов, трубопроводами фекальной и ливневой канализации.

При проектировании подземных теплопроводов по условиям снижения начальных затрат следует выбирать минимальное количество камер, сооружая их только в пунктах установки арматуры и приборов, нуждающихся в обслуживании. Количество требующихся камер сокращается при применении сильфонных или линзовых компенсаторов, а также осевых компенсаторов с большим ходом (сдвоенных компенсаторов), естественной компенсации температурных деформаций.

Согласно СНиП 2.04.07-86 [130] заглубление тепловых сетей от поверхности земли или дорожного покрытия должно быть до верха перекрытия каналов и туннелей 0,5 м, до верха перекрытия камер 0,3 м, до верха оболочки бесканальной прокладки 0,7 м.

На непроезжей части допускаются выступающие на поверхность земли перекрытия камер и вентиляционных шахт на высоту 0,4 м.

Для облегчения опорожнения (дренажа) теплопроводов их прокладывают с уклоном

к горизонту. Минимальный уклон водяных сетей принимается равным 0,002. Направление уклона безразлично. В паровых сетях минимальный уклон принимается равным 0,002 при направлении уклона по ходу пара и 0,01 против хода пара.

Для защиты паропровода от попадания конденсата из конденсатопровода в период остановки паропровода или падения давления пара после конденсатоотводчиков должны устанавливаться обратные клапаны или затворы.

Выбранное направление трассы тепловых сетей с учетом норм приближения к сооружениям и смежным коммуникациям наносится на план геодезической съемки с привязкой оси трассы к существующим зданиям или другим сооружениям

По трассе тепловых сетей строится продольный профиль, на который наносят планировочные (красные) и существующие (черные) отметки земли, уровень стояния грунтовых вод, существующие и проектируемые подземные коммуникации и другие сооружения, пересекаемые теплопроводом, с указанием вертикальных отметок этих сооружений. На рис. 9.1 приведены для иллюстрации трасса и профиль участка подземного теплопровода в непроходном канале.

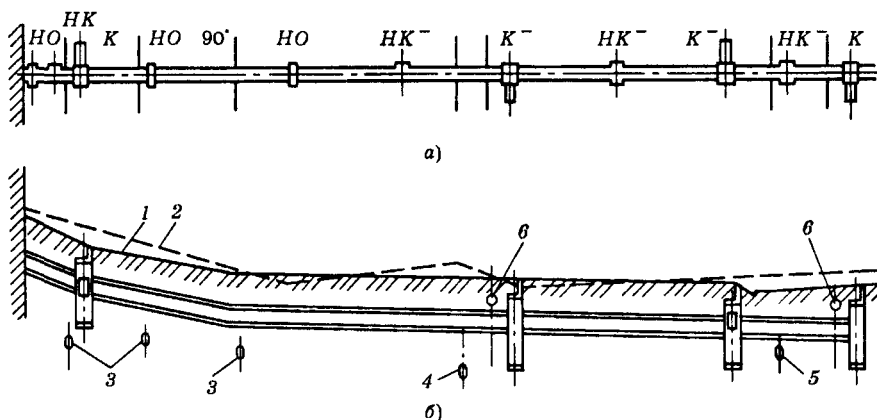


Рис. 9.1. План трассы (а) и профиль теплопровода (б) в непроходном канале

К — камера, НК — ниша компенсатора, НО — неподвижная опора, 1 — черные отметки земли, 2 — планировочные отметки земли, 3 — водосток, 4 — канализация, 5 — водопровод, 6 — электрокабель

9.2. КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОПРОВОДОВ

В общем случае теплопровод состоит из трех основных элементов:

1) *рабочего трубопровода*, по которому транспортируется теплоноситель и который в современных условиях обычно выполняется из стальных труб, соединенных между собой с помощью сварки;

2) *изоляционной конструкции*, предназначенной для защиты наружной поверхности стального трубопровода от коррозии и теплопровода в целом от тепловых потерь;

3) *несущей конструкции*, воспринимающей весовую нагрузку теплопровода и другие усилия, возникающие при его работе, а также разгружающей стальной трубопровод и его изоляционную конструкцию от нагрузки окружающей среды (веса грунта, движущегося наземного транспорта, ветра и т.д.).

Конструктивное выполнение указанных элементов зависит от типа теплопровода и используемых материалов. В некоторых типах теплопроводов, например в бесканальном теплопроводе с монолитной изоляцией, функции изоляционной и несущей конструкции совмещены в одном общем элементе.

В зависимости от используемых материалов изоляционная конструкция теплопровода может выполняться как в виде одного элемента, так и в виде нескольких последовательно соединенных элементов, например нескольких наложенных друг на друга слоев изоляции, каждый из которых выполняет отдельную задачу (антикоррозионную защиту, тепловую защиту, защиту изоляции от влаги) [19, 50, 77].

Современные теплопроводы должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1) *надежная прочность и герметичность трубопроводов и установленной на них арматуры при ожидаемых в эксплуатационных условиях давлениях и температурах теплоносителя;*

2) *высокое и устойчивое в эксплуатационных условиях тепло- и электросопротивление, а также низкие воздухопроницаемость и водопоглощение изоляционной конструкции;*

3) *индустриальность и сборность; возможность изготовления в заводских условиях всех основных элементов теплопровода, укрупненных до пределов, определяемых типом и мощностью подъемно-транспортных средств; сборка теплопроводов на трассе из готовых элементов;*

4) *возможность механизации всех трудоемких процессов строительства и монтажа;*

5) *ремонтпригодность, т.е. возможность быстрого обнаружения причин возникновения отказов или повреждений и устранение их и их последствий путем проведения ремонта в заданное время;*

6) *экономичность при строительстве и эксплуатации.*

Требования пп. 1, 3—6 очевидны и не нуждаются в комментариях; что же касается требования п. 2, то здесь необходимо привести дополнительные пояснения.

Все подземные теплопроводы, и в первую очередь теплопроводы бесканальные и в непроходных каналах, работают, как правило, в условиях высокой влажности и повышенной температуры окружающей среды, т.е. в условиях, весьма благоприятных для коррозии металлических сооружений. Поэтому важнейшим элементом является изоляционная конструкция, назначение которой не только защита теплопровода от тепловых потерь, но, что еще более важно, защита трубопровода от наружной коррозии. От успешного решения этой задачи непосредственно зависит долговечность теплопровода [59].

Рассмотрим более подробно требования к изоляционной конструкции, изложенные в п. 2.

Высокое тепловое сопротивление изоляционной конструкции, что практически означает низкий коэффициент теплопровод-

ности изоляционного слоя, необходимо для снижения тепловых потерь теплопровода.

Требование низкого влагопоглощения также связано с задачей снижения тепловых потерь, так как при увлажнении изоляционного слоя повышается его теплопроводность и возрастают тепловые потери. Однако этим не исчерпывается роль низкого влагопоглощения изоляционной конструкции. От влагопоглощения изоляционной конструкции, так же как и от ее воздухопроницаемости и электросопротивления, существенно зависит долговечность подземных теплопроводов.

Наружная поверхность стальных подземных трубопроводов подвержена воздействию часто взаимосвязанных процессов электрохимической и электрической коррозии. Основным агентом, вызывающим коррозию подземных теплопроводов, является кислород, растворенный во влаге, поступающей из окружающего грунта через изоляцию к поверхности трубы. Процесс коррозии интенсифицируется при наличии во влаге, поступающей из грунта, или в изоляционном слое, через который проходит влага, агрессивных веществ: диоксида углерода (CO_2), сульфатов (SO_4) или хлоридов (Cl).

Другим источником поступления кислорода к наружной поверхности стального трубопровода является воздух. Обогащая влагу кислородом, воздух интенсифицирует коррозию. Поэтому для защиты наружной поверхности стальных трубопроводов от электрохимической коррозии необходимо обеспечить не только низкое водопоглощение, но и низкую воздухопроницаемость изоляционной конструкции.

В том случае, когда изоляционный слой выполнен из пористого материала, например минеральной ваты, пенобетона, битумоперлита и др., необходимо защитить его от внешней влаги и воздуха наружным покрытием из материала с низким водопоглощением и низкой воздухопроницаемостью, например из полистилена или изола.

Основной метод защиты подземных теплопроводов от электрохимической коррозии заключается в выполнении изоляционного слоя из материала с высоким влаго- и электросопротивлением.

Другое возможное решение этой задачи заключается в электрической изоляции металла от электролита путем наложения на наружную поверхность стальных трубопроводов антикоррозионного покрытия, имеющего большое электрическое сопротивление, например путем эмалирования наружной поверхности или нанесения двухслойного покрытия температуроустойчивым изолом или трехслойного покрытия органосиликатной краской АС-8а.

Из современных антикоррозионных покрытий наиболее надежным и долговечным при температуре теплоносителя до 200°C является стекломалевое покрытие, выполняемое из рекомендованных Всероссийским научно-исследовательским институтом строительства трубопроводов (ВНИИСТ) силикатных эмалей 105Т и 64/64, накладываемых на предварительно очищенную поверхность стальных труб, разогретых электроиндукционным или печным методом [94].

Возможным решением может быть также металлизационное алюминиевое покрытие, предложенное Академией коммунального хозяйства имени К.Д. Памфилова [94].

Это покрытие наносится с помощью электродуговых или газопламенных аппаратов, в которых расплавляется проволока из технически чистого алюминия, и струей сжатого воздуха напыляется на наружную поверхность стального трубопровода, заранее очищенную от продуктов коррозии и загрязнений.

Алюминиевое покрытие не защищает трубопровод от блуждающих токов. Поэтому в зоне опасного влияния блуждающих токов должна осуществляться дополнительная защита этих трубопроводов от электрокоррозии.

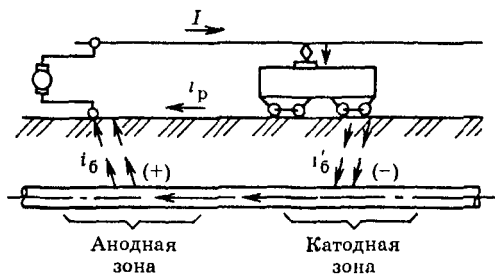


Рис. 9.2. Схема коррозии подземного теплопровода блуждающими токами

Источниками электрической коррозии стальных подземных теплопроводов обычно служат установки постоянного тока, например электрифицированные железные дороги и трамваи, с рельсовых путей которых электрический ток стекает в землю. Принципиальная схема такого процесса показана на рис. 9.2 [94]. Электрический ток, поступающий с подвижного состава на рельсы и текущий далее к источнику тока, которым являются обычно шины электроустановок или питающей электроподстанции, разделяется на а) ток i_p , текущий по рельсам, и б) так называемый блуждающий ток i_b , проходящий через грунт, в том числе и через подземные сооружения, проложенные в грунте.

В анодных зонах, где ток стекает с металлических трубопроводов в грунт, происходит разрушение трубопроводов. Соотношение между током, текущим по рельсам, и блуждающим током определяется соотношением электрических сопротивлений рельсов и системы почва—подземные сооружения.

Для ограничения протекания блуждающих токов на подземные теплопроводы могут быть использованы разные методы или их комбинации, в том числе:

- 1) создание высокого электрического сопротивления между металлическим трубопроводом и окружающей средой на всем его протяжении (выполнение теплоизоляционной конструкции из материала с высоким электрическим сопротивлением или

наложение на наружную поверхность трубопровода покровного слоя, имеющего высокое электросопротивление);

- 2) увеличение переходного электрического сопротивления на границе рельсы—грунт (укладка рельсовых путей на основание из битумизированного гравия, имеющего повышенное электросопротивление);

- 3) повышение электрического сопротивления грунта вокруг теплопровода;

- 4) повышение продольного электрического сопротивления теплопровода путем его электрического секционирования (установка электроизолирующих прокладок между фланцами и электроизолирующих футляров на болтах в местах соединения отдельных секций трубопроводов);

- 5) увеличение продольной электропроводности рельсового пути посредством установки электропроводящих перемычек между отдельными звеньями рельсов в местах их стыковки.

Возможны также чисто электрические методы защиты, например создание вокруг теплопровода контртока, равного по значению, но направленного против блуждающих токов.

Наиболее распространенными конструкциями теплопроводов являются подземные.

Подземные теплопроводы. Все конструкции подземных теплопроводов можно разделить на две группы: канальные и бесканальные.

В канальных теплопроводах изоляционная конструкция разгружена от внешних нагрузок стенками канала.

В бесканальных теплопроводах изоляционная конструкция испытывает нагрузку грунта.

Каналы сооружаются проходными и непроходными.

В настоящее время большинство каналов для теплопроводов сооружается из сборных железобетонных элементов, заранее изготовленных на заводах или специальных полигонах. Сборка этих элементов

на трассе выполняется при помощи транспортно-подъемных механизмов. Устройство в грунте траншей для сооружения подземных теплопроводов, как правило, осуществляется экскаваторами. Все это позволяет значительно ускорить строительство тепловых сетей и снизить их стоимость

Из всех подземных теплопроводов наиболее надежными, зато и наиболее дорогими по начальным затратам являются теплопроводы в проходных каналах.

Основное преимущество проходных каналов — постоянный доступ к трубопроводам. Проходные каналы позволяют заменять и добавлять трубопроводы, проводить ревизию, ремонт и ликвидацию аварий на трубопроводах без разрушения дорожных покрытий и разрытия мостовых. Проходные каналы применяются обычно на выводах от теплоэлектроцентралей и на основных магистралях промплощадок крупных предприятий. В последнем случае в общем проходном канале прокладываются все трубопроводы производственного назначения (паропроводы, водоводы, трубопроводы сжатого воздуха).

В крупных городах целесообразно сооружать проходные каналы (коллекторы) под основными проездами до устройства на этих проездах усовершенствованных дорожных одежд. В таких коллекторах прокладывается большинство подземных городских коммуникаций: теплопроводы, водопроводы, силовые и осветительные кабели, кабели связи и др (рис. 9.3).

Габаритные размеры проходных каналов выбирают из условия обеспечения достаточного прохода для обслуживающего персонала и свободного доступа ко всем элементам оборудования, требующим постоянного обслуживания (задвижки, сальниковые компенсаторы, дренажные устройства и т.п.).

Проходные каналы должны быть оборудованы естественной вентиляцией для поддержания температуры воздуха не выше

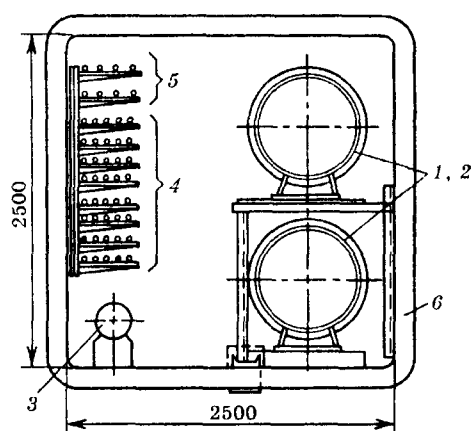


Рис. 9.3. Городской коллектор из объемных элементов

1, 2 — обратный и подающий теплопроводы, 3 — водопровод, 4 — кабели связи, 5 — силовые кабели, 6 — железобетонный объемный элемент

30 °С, электрическим освещением низкого напряжения (до 30 В), устройством для быстрого отвода воды из канала.

Требования к изоляционной конструкции теплопровода в проходных и полупроходных каналах выполняются сравнительно простыми средствами — посредством защиты с помощью покровного слоя из гидрофобного рулонного материала, например полиэтилена или бризола; теплоизоляционной оболочки на трубопроводе от капельной влаги, могущей образоваться на перекрытии и стенках канала и, кроме того, установкой на подвижных и неподвижных опорах прокладок из материалов, обладающих диэлектрическими свойствами, например паронита для электрической изоляции металлического трубопровода от несущей конструкции канала и окружающего грунта.

В тех случаях, когда количество параллельно прокладываемых трубопроводов невелико (два-четыре), но постоянный доступ к ним необходим, например при пересечении автомагистралей с усовершенствованными покрытиями, теплопроводы сооружаются в полупроходных каналах (рис. 9.4). Габаритные размеры полупроходных каналов выбирают из условия прохода по ним

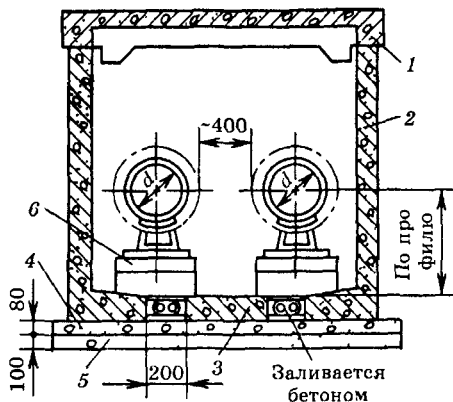


Рис. 9.4. Сборный полупроходной канал из железобетонных блоков

1 — ребристый блок перекрытия, 2 — стеновой блок, 3 — блок дна, 4 — бетонная подготовка 5 — щебенчатая подготовка, 6 — опорные плиты

человека в полусогнутом состоянии Высота в свету полупроходных каналов выбирается не менее 1400 мм По удобству обслуживания полупроходные каналы значительно уступают проходным В полупроходных каналах можно проводить осмотр трубопроводов и мелкий ремонт тепловой изоляции при выведенной из работы тепловой сети Выполнять серьезный ремонт, связанный со слесарными и сварочными работами, в полупроходных каналах практически невозможно

Большинство теплопроводов прокладывается в непроходных каналах или бесканально

Теплопроводы в непроходных каналах. Каналы собираются из унифицированных железобетонных элементов разных размеров (рис 9 5) Для надежной и долговечной работы теплопровода необходима защита канала от поступления в него грунтовых или поверхностных вод Как правило, нижнее основание канала должно быть выше максимального уровня грунтовых вод

Для защиты от поверхностных вод наружная поверхность канала (стены и перекрытия) покрывается оклеечной гидроизоляцией из битумных материалов.

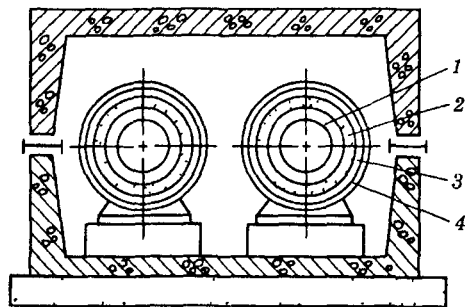


Рис. 9.5. Теплопровод в непроходном канале с воздушным зазором

1 — трубопровод, 2 — антикоррозионное покрытие, 3 — теплоизоляционный слой 4 — защитное механическое покрытие

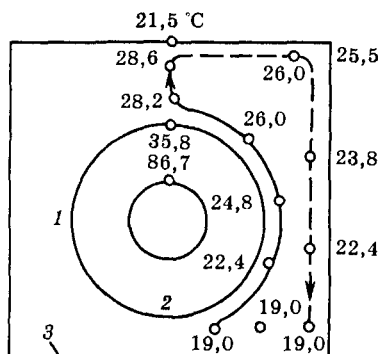


Рис. 9.6. Изменение температуры воздуха по поперечному сечению канала

1 — воздушный зазор 2 — изоляционный слой, 3 — внутренняя поверхность канала

При прокладке теплопроводов ниже максимального уровня грунтовых вод сооружаются попутные дренажи, снижающие местный уровень грунтовых вод по трассе теплопровода ниже его основания

Основное преимущество теплопровода с воздушным зазором по сравнению с бесканальным заключается в создании благоприятных условий для высыхания тепловой изоляции, а сухая тепловая изоляция, как было сказано выше, уменьшает не только тепловые потери, но и опасность химической и электрохимической наружной коррозии подземного теплопровода

На рис 9 6 показано изменение температуры воздуха в непроходном канале тепло-

провода с воздушным зазором по исследованию В. П. Витальева [19]

Воздух по сечению канала имеет неодинаковую температуру, которая растет в направлении от поверхности изоляционной оболочки к перекрытию канала (на рис. 9.6 показано сплошной линией) и снижается в направлении, указанном пунктирной линией, т. е. у верхнего перекрытия и вдоль наружной стенки канала от перекрытия к дну.

В процессе охлаждения воздуха у верхнего перекрытия поверхности наружной стенки из него выпадает влага, которая в виде капель стекает со стен канала на его дно. Для защиты изоляционной конструкции теплопровода от капельной влаги, выпадающей на перекрытии, автор исследования рекомендует устанавливать поверхность верхнего перекрытия с поперечным наклоном к горизонту. Угол наклона для железобетонных перекрытий может быть принят равным $4\text{--}8^\circ$.

В каналах с воздушным зазором изоляционный слой может выполняться в виде подвесной или монолитной конструкции. На рис. 9.5 показан пример выполнения подвесной изоляционной конструкции. Она состоит из трех основных элементов:

а) антикоррозийного защитного слоя 2 в виде наложенных в заводских условиях на стальной трубопровод 1 нескольких слоев эмали или изола, имеющих достаточную механическую прочность и обладающих высоким электросопротивлением и необходимой температуростойкостью,

б) теплоизоляционного слоя 3, выполненного из материала с низким коэффициентом теплопроводности, например минеральной ваты или пеностекла, в виде мягких матов или твердых блоков, укладываемых поверх защитного антикоррозионного слоя,

в) защитного механического покрытия 4 в виде металлической сетки, выполняющей роль несущей конструкции для теплоизоляционного слоя.

Для увеличения долговечности теплопровода несущая конструкция подвесной изоляции (вязальная проволока или металлическая сетка) покрывается сверху оболочкой из некорродирующих материалов или асбоцементной штукатуркой.

Бесканальные теплопроводы. Бесканальные теплопроводы находят оправданное применение в том случае, когда они по надежности и долговечности не уступают теплопроводам в непроходных каналах и даже превосходят их, являясь более экономичными по сравнению с последними по начальной стоимости и трудозатратам на сооружение и эксплуатацию.

Все конструкции бесканальных теплопроводов можно разделить на три группы: *в монолитных оболочках, засыпные, литые*.

Требования к изоляционным конструкциям бесканальных теплопроводов такие же, как и к изоляционной конструкции теплопроводов в каналах, а именно: высокое и устойчивое в эксплуатационных условиях тепло-, влаго-, воздухо- и электросопротивление.

Бесканальные теплопроводы в монолитных оболочках. Применение бесканальных теплопроводов в монолитных оболочках — один из основных путей индустриализации строительства тепловых сетей. В этих теплопроводах на стальной трубопровод наложена в заводских условиях оболочка, совмещающая тепло- и гидроизоляционные конструкции. Звенья таких элементов теплопровода длиной до 12 м доставляются с завода на место строительства, где выполняется их укладка в подготовленную траншею, стыковая сварка отдельных звеньев между собой и накладка изоляционных слоев на стыковое соединение. Принципиально теплопроводы с монолитной изоляцией могут применяться не только бесканально, но и в каналах.

Современным требованиям к надежности и долговечности достаточно полно

удовлетворяют теплопроводы с монолитной теплоизоляцией из ячеистого полимерного материала типа пенополиуретана с замкнутыми порами и интегральной структурой, выполненной методом формования на стальной трубе в полиэтиленовой оболочке (типа «труба в трубе»)

Применение полимерного материала позволяет создавать изоляционную конструкцию с заранее заданными свойствами.

Особенность интегральной структуры теплогидроизоляционной конструкции заключается в том, что отдельные слои материала распределены по плотности в соответствии с их функциональным назначением. Периферийные слои изоляционного материала, прилегающие к наружной поверхности стальной трубы и к внутренней поверхности полиэтиленовой оболочки, имеют более высокую плотность и прочность, а средний слой, выполняющий основные теплоизоляционные функции, имеет меньшую плотность, но зато и более низкую теплопроводность.

Благодаря хорошей адгезии периферийных слоев изоляции к поверхности контакта, т.е. к наружной поверхности стальной трубы и внутренней поверхности полиэтиленовой оболочки, существенно повышается долговременная прочность изоляционной конструкции, так как при тепловой деформации стальной трубопровод перемещается в грунте совместно с изоляционной конструкцией и не возникает торцевых зазоров между трубой и изоляцией, через которые влага может проникнуть к поверхности стальной трубы

Средняя теплопроводность пенополиуретановой теплоизоляции составляет в зависимости от плотности материала 0,03—0,05 Вт/(м · К), что примерно втрое ниже теплопроводности большинства широко применяемых теплоизоляционных материалов для тепловых сетей (минеральная вата, армопенобетон, битумоперлит и др.)

Благодаря высокому тепло- и электросопротивлению и низким воздухопроницаемости и влагопоглощению наружной полиэтиленовой оболочки, создающей дополнительную гидроизоляционную защиту, теплогидроизоляционная конструкция защищает теплопровод не только от тепловых потерь, но, что не менее важно, и от наружной коррозии. Поэтому при применении этой конструкции изоляции отпадает необходимость в специальной антикоррозийной защите поверхности стального трубопровода.

На базе пенополимерных материалов создан ряд модификаций изоляционных конструкций теплопроводов, проходящих в настоящее время стадию технологической доработки и опытной проверки.

К ним, в частности, относятся: а) полимербетонная изоляция, выполняемая методом формования из полимерных материалов с неорганическими наполнителями, в которой гидроизоляционной оболочкой служит плотный полимербетон; б) изоляция, накладываемая на стальную трубу методом напыления, предназначенная в основном для трубопроводов диаметром более 500 мм

На рис. 9.7 показан разрез двухтрубного бесканального теплопровода в монолитных оболочках.

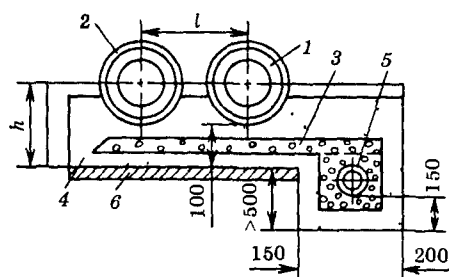


Рис. 9.7. Общий вид двухтрубного бесканального теплопровода в монолитных оболочках

1 — подающий теплопровод, 2 — обратный теплопровод, 3 — гравийный фильтр, 4 — песчаный фильтр, 5 — дренажная труба, 6 — бетонное основание (при слабых грунтах)

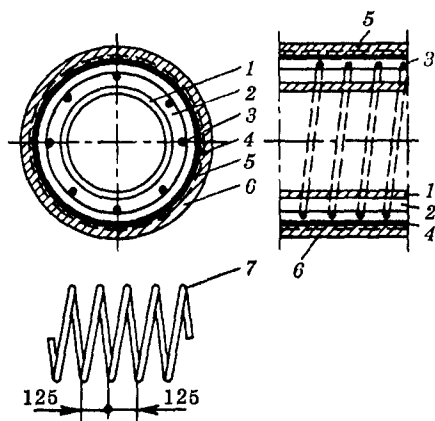


Рис. 9.8. Конструкция монолитной армопенобетонной изоляционной оболочки

1 — труба, 2 — автоклавный пенобетон, 3 — арматура, 4 — гидрозащитное трехслойное покрытие из битумно-резиновой мастики, 5 — стальная тканая сетка, 6 — слой асбоцементной штукатурки, 7 — деталь спирали

Широкое применение в Санкт-Петербурге и некоторых других городах в 1960—1970 годах нашла конструкция бесканального теплопровода в армопенобетонной изоляции, предложенная А.Н. Крашенинниковым и П.А. Лазаревым [50]

На рис. 9.8 приведена конструкция монолитной армопенобетонной изоляционной оболочки. Особенности армопенобетона как изоляционного материала.

высокая щелочность ($\text{pH} \geq 8,5$), что определяет его нейтральность по отношению к стали;

способность образовывать подсушенный слой около горячей трубы даже при относительно высокой средней влажности изоляции;

высокое электросопротивление.

В монолитной армопенобетонной изоляции создается хорошая адгезия (сцепление) изоляционной оболочки к поверхности стального трубопровода. Так как коэффициенты линейного удлинения стали и пенобетона близки по значению, то адгезия не нарушается при изменении температуры теплоносителя в теплопроводе. Благодаря

этому исключается появление зазора между трубой и оболочкой в процессе работы теплопровода и связанная с этим возможность коррозии наружной поверхности трубы из-за проникновения в зазор влаги и воздуха. Поскольку при тепловой деформации стальной трубопровод перемещается совместно с пенобетонной оболочкой, находящейся в массиве грунта, то возникающие при этом осевые усилия в теплопроводе существенно выше, чем при прокладке теплопроводов в каналах.

Другая модификация промышленных конструкций бесканальных теплопроводов в монолитных оболочках, имеющих адгезию к поверхности трубы, — теплопроводы с оболочками из фенольного поропласта марки ФЛ [50]. Слой изоляции накладывается на трубопроводы из предварительно подготовленной композиции способом литья в форму. После отверждения слоя изоляции на ее поверхность укладывается влаго- и воздухозащитное покрытие из полиэтилена, армированного стеклотканью. В сухом состоянии, а также при низкой влажности фенольный поропласт является высокоэффективным теплоизоляционным материалом [при $\rho = 100 \text{ кг/м}^3$ и относительной объемной влажности 30 % $\lambda = 0,05 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$]. Основным недостатком поропласта марки ФЛ как изоляционного материала — его гидрофильность, т.е. способность поглощать влагу

Наряду с конструкциями бесканальных теплопроводов с монолитными оболочками, имеющими адгезию к поверхности стальных трубопроводов, сооружаются также теплопроводы с монолитными оболочками без адгезии к поверхности трубопроводов. При тепловой деформации таких теплопроводов стальной трубопровод перемещается внутри изоляционной оболочки. Это обстоятельство при длительной работе теплопровода может привести к образованию зазора между трубой и изоляционной оболочкой, а при поступлении через зазор влаги и воздуха — к развитию коррозии

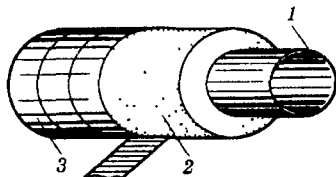


Рис. 9.9. Монолитная битумоперлитная изоляция
1 — трубопровод, 2 — битумоперлит по антикоррозионному покрытию, 3 — брззол в два слоя

онных процессов на наружной поверхности трубы. Поэтому в конструкциях бесканальных теплопроводов в монолитных оболочках без адгезии к стальному трубопроводу необходимо наружную поверхность стальных труб защищать от коррозии, например путем эмалирования, алюминирования и применения других материалов с высокими антикоррозионными и диэлектрическими свойствами.

Одним из типов промышленных бесканальных теплопроводов в монолитных оболочках без адгезии к наружной поверхности трубы (при диаметрах трубопроводов 400 мм и менее) является теплопровод в битумоперлитной изоляции (рис. 9.9).

Битумоперлит, битумокерамзит и другие аналогичные изоляционные материалы на битумном вяжущем обладают существенными технологическими преимуществами, позволяющими сравнительно просто индустриализировать изготовление монолитных оболочек на трубопроводах. Но наряду с этим указанная технология изготовления оболочек нуждается в улучшении для обеспечения равномерной плотности и однородности битумоперлитной массы как по периметру трубы, так и по ее длине.

Кроме того, битумоперлитная изоляция, как и многие другие материалы на битумном вяжущем, при длительном прогреве при температуре 150 °С теряет водостойкость из-за потери легких фракций, что приводит к снижению антикоррозионной стойкости этих теплопроводов. Для повышения антикоррозионной стойкости битумоперлита в процессе изготовления горя-

чей формовочной массы вводят полимерные добавки в портландцемент, что повышает температуростойкость, влагостойкость, прочность и долговечность конструкции.

Бесканальные теплопроводы в засыпных порошках. Эти теплопроводы находят применение главным образом при трубопроводах малого диаметра — до 300 мм.

Преимущество бесканальных теплопроводов в засыпных порошках по сравнению с теплопроводами с монолитными оболочками заключается в простоте изготовления изоляционного слоя. Для сооружения таких теплопроводов не требуется наличия в районе строительства тепловых сетей завода, на который должны предварительно поступать стальные трубы для наложения монолитной изоляционной оболочки. Изоляционный засыпной порошок в соответствующей упаковке, например в полиэтиленовых мешках, легко транспортируется на большие расстояния железнодорожным или автотранспортом.

Одной из конструкций такого типа, разработанной в нашей стране Всесоюзным теплотехническим институтом, является бесканальный теплопровод в засыпных самоспекающихся асфальтитах [59]. Основным компонент для изготовления самоспекающегося порошка — природный битум-асфальтит или искусственный битум-продукт заводов нефтепереработки.

На рис. 9.10 показан разрез конструкции теплопровода в засыпном самоспекающемся асфальтоне. Применяют также бесканальные теплопроводы с засыпной изоляцией из гидрофобизированного порошкообразного мела [38].

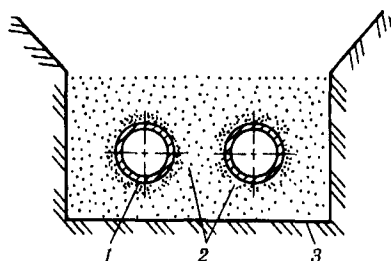


Рис. 9.10. Разрез бесканального теплопровода в самоспекающемся асфальтоне
1 — плотный слой, 2 — пористый слой, 3 — порошкообразный слой

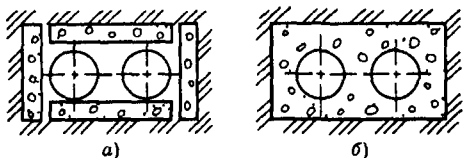


Рис. 9.11. Разрез бесканального теплопровода в литом пенобетонном массиве

а — сборно-литая конструкция, б — литая конструкция

Литые конструкции бесканальных теплопроводов. Из литых конструкций бесканальных теплопроводов некоторое применение получили теплопроводы в пенобетонном массиве (рис 9 11) В качестве материала для сооружения таких теплопроводов может быть использован перлитобетон Смонтированные в траншее стальные трубопроводы заливаются жидкой композицией, приготовленной непосредственно на трассе или доставленной в контейнере с производственной базы После схватывания пенобетонный или перлитобетонный массив засыпается грунтом Как известно, в двухтрубных тепловых сетях температурные режимы, а следовательно, и температурные деформации подающего и обратного трубопроводов неодинаковы В этих условиях адгезия пенобетона или перлитобетона к наружной поверхности стальных трубопроводов недопустима Для защиты наружной поверхности стальных трубопроводов от адгезии с изоляционным массивом они покрываются снаружи слоем антикоррозионного мастичного материала, например асфальтовой мастикой, до заливки жидким пеноцементным раствором

Конструкция имеет низкое влаго- и воздухопротiwление Для повышения ее антикоррозионной стойкости необходимо надежно защитить от коррозии наружную поверхность стальных трубопроводов, например, путем предварительного эмалирования или наложения на нее другого защитного слоя

Ограничение максимального диаметра бесканальных теплопроводов. Территория, прилегающая к трассе бесканального теплопровода, более уязвима для размыва и образования опасных каверн при нарушении плотности стального трубопровода по сравнению с трубопроводом в канале Поэтому в зависимости от надежности применяемых конструкций огра-

ничивают максимальный диаметр бесканальных теплопроводов

При изготовлении изоляционных конструкций из битумных материалов с различными наполнителями (битумоперлит, битумокерамзит, битумовермикулит и др.), а также при применении насыпных и титых конструкций максимальный диаметр бесканальных теплопроводов в соответствии со СНиП ограничивают 400 мм

Максимальный диаметр бесканальных теплопроводов в монолитных изоляционных оболочках из армопенобетона, а также в монолитных оболочках из фенольного поропласта с наружной гидрозащитой из полиэтилена ограничен обычно 800 мм

На основе опыта эксплуатации отечественных конструкций бесканальных теплопроводов в монолитных изоляционных оболочках из ячеистых полимерных материалов с замкнутыми порами типа полиуретана в дальнейшем будет проверена возможность снятия ограничения по максимальному диаметру для этих теплопроводов

Павильоны и камеры подземных теплопроводов. Задвижки, сальниковые компенсаторы, воздушники, дренажная и другая арматура подземных теплопроводов, требующая обслуживания, располагается обычно в камерах На магистральных теплопроводах диаметром 500 мм и выше в камерах размещаются задвижки с электро- или гидроприводом, имеющие большие наружные габариты Для создания благоприятных условий обслуживания теплопроводов с крупногабаритной арматурой камеры располагаются вне проезжей части и над ними строят надземные сооружения в виде павильонов

На рис 9 12 показан надземный павильон, в котором установлена задвижка с электроприводом на трехтрубном теплопроводе диаметром 700 мм

При отсутствии на теплопроводах задвижек с электро- или гидроприводом, а также на теплопроводах меньшего диаметра устраиваются подземные камеры без надземного павильона Устройство и габаритные размеры камер должны обеспечивать удобство и безопасность обслужива-

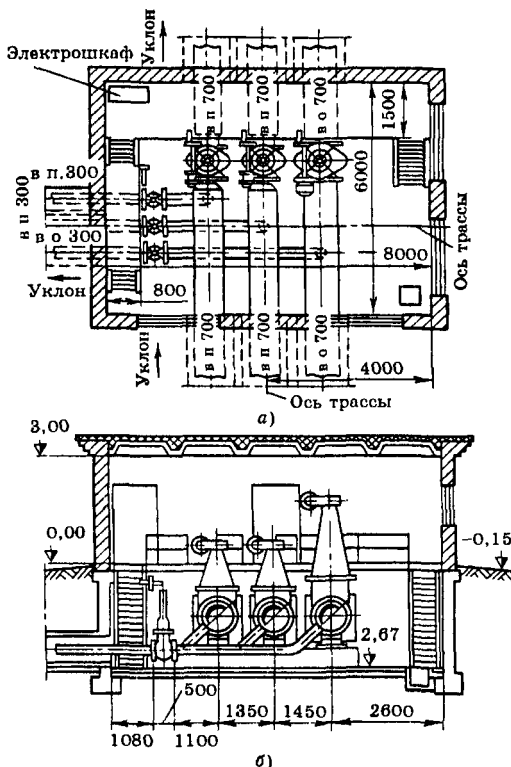


Рис. 9.12. Надземный павильон в узле установки задвижек с электроприводом на трехтрубном теплопроводе

а — план, б — разрез, в п — водовод подающий, в о — водовод обратный

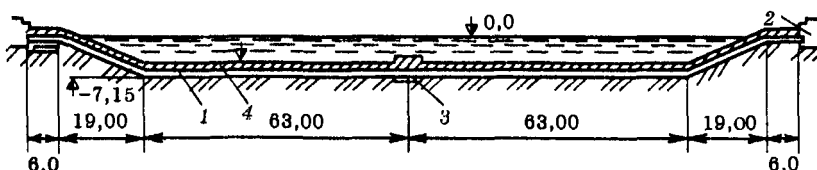
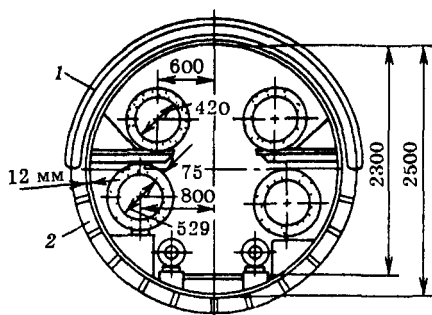


Рис. 9.13. Трасса дюкера

1 — дюкер, 2 — железобетонный колодец, 3 — бетонный массив, 4 — присыпка песком



← Рис. 9.14. Поперечное сечение дюкера

1 — пригрузочное кольцо, 2 — кольцо жесткости

ния. Высота камеры в свету выбирается не менее 1,8—2 м. Каждая камера должна иметь не менее двух выходных люков, которые должны быть открыты при нахождении в камере обслуживающего персонала. В днище камеры должны быть устроены приемки для сбора и спуска или откачки дренажных вод. Должна быть предусмотрена надежная гидроизоляционная защита камер от грунтовых вод.

Пересечение теплопроводами рек, железнодорожных путей и дорожных магистралей. Наиболее простой метод пересечения речных преград — прокладка теплопроводов по строительной конструкции железнодорожных или автодорожных мостов. Однако мосты через реки в районе прокладки теплопроводов нередко отсутствуют, а сооружение специальных мостов для теплопроводов при большой длине пролета стоит дорого. Возможными вариантами решения этой задачи является сооружение подвесных переходов или сооружение подводного дюкера.

На рис. 9.13 и 9.14 показан дюкер для прокладки теплопроводов по дну Москвы-реки, сооруженный в Москве. Полностью сваренный дюкер длиной свыше 200 и диаметром 2,5 м был опущен в заранее подго-

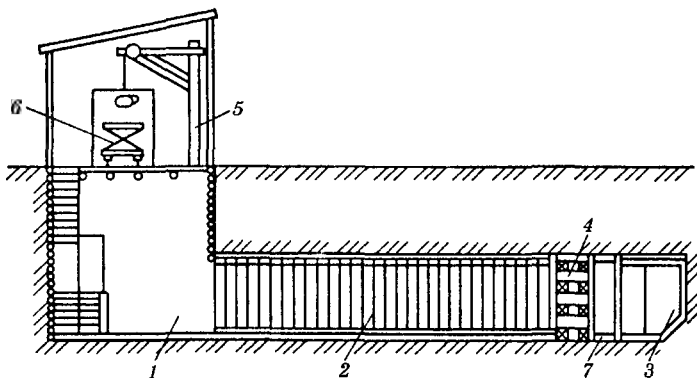


Рис. 9.15. Схема шитовой прокладки

1 — производственная шахта, 2 — часть уложенного туннеля, 3 — место забоя, 4 — гидравлический домкрат, 5 — кран-укосина, 6 — вагонетка для вывоза грунта, 7 — щит

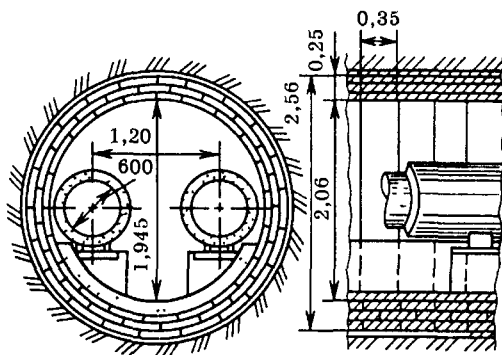


Рис. 9.16. Канал из блоков при шитовой прокладке

товленное ложе на дне реки. Для того чтобы дюкер не всплыл, на него сверху были надеты чугунные грузы — кольца. Для предотвращения от коррозии наружная поверхность дюкера покрыта слоем гидроизоляции. В дюкере имеется проход для обслуживания высотой 2 и шириной 1 м.

Современные усовершенствованные покрытия автодорожных магистралей стоят дорого, поэтому пересечение их вновь сооружаемыми теплотрассами производится обычно закрытым способом, методом щитовой проходки. Такое сооружение производится при помощи щита, представляющего собой цилиндрическую сварную оболочку, выполненную из стального листа (рис. 9.15 и 9.16). Поступательное движение щита 7 в грунте осуществляется при по-

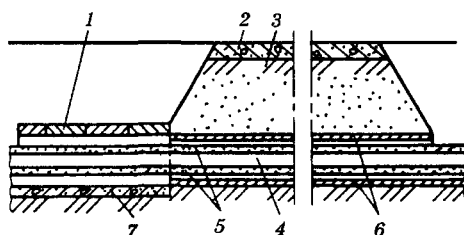


Рис. 9.17. Пересечение теплотрассой дорожной насыпи

1 — железобетонные плиты, 2 — асфальт, 3 — бетонная подготовка, 4 — трубопровод, 5 — изоляция трубопровода, 6 — труба-гильза, 7 — основание канала

моши гидравлических домкратов 4, упирающихся в выложенный участок туннеля 2. Для опускания щита в грунт строится специальная шахта 1, через которую во время проходки грунт удаляется на поверхность земли. По мере проходки щита в грунте выкладывается цилиндрический туннель 2 из сборных бетонных или железобетонных элементов.

Пересечение теплотрассами железнодорожных или автодорожных насыпей также производится без остановки движения методом прокола (рис. 9.17). При помощи мощных гидравлических домкратов в тело насыпи вдавливаются стальная труба-гильза, которая насквозь проходит через насыпь. После очистки от грунта эта труба используется в качестве гильзы-оболочки,

внутри которой прокладывается изолированный теплопровод. При пересечении насыпей электрифицированных железных дорог теплопровод необходимо электрически изолировать от стальной гильзы для защиты его от электрокоррозии.

Защита подземных теплопроводов от затопления и увлажнения. Одним из основных условий долговечности подземных теплопроводов считается защита их от затопления грунтовыми или верховыми водами. Затопление приводит к порче изоляции и наружной коррозии трубопроводов. Единственное надежное решение при прокладке теплопроводов ниже уровня грунтовых вод заключается в понижении этого уровня с помощью продольного дренажа. Конструкция самого теплопровода остается в этом случае такой же, как и для сухих грунтов.

Основное требование к дренажу грунтовых вод в зоне прокладки теплопровода состоит в том, чтобы кривая депрессии, т.е. уровень грунтовых вод при работе дренажа, была ниже дна канала (при прокладке в канале) или нижней отметки изоляционной конструкции теплопровода при бесканальной прокладке. Для защиты теплопровода от поверхностных вод в первую очередь необходима планировка поверхности земли над теплопроводом. Отметка поверхности земли над теплопроводом должна несколько превышать отметку окружающего грунта. Весьма желательно устройство над теплопроводом уличной одежды в виде асфальтового покрытия.

Состояние изоляции подземных теплопроводов зависит от режима их работы. Когда теплопровод непрерывно работает, тепловая изоляция, как правило, находится в сухом состоянии. При выведении теплопровода из работы по мере понижения температуры происходит перемещение влаги с поверхности изоляции к поверхности трубы.

Опыт показывает, что теплопроводы, работающие круглогодично, находятся в луч-

шем состоянии, чем работающие сезон или периодически.

Надземные теплопроводы. Надземные теплопроводы обычно укладываются на отдельно стоящих опорах (низких или высоких), на вантовых конструкциях, подвешенных к пилонам мачт, на эстакадах. В СССР были разработаны типовые конструкции надземных теплопроводов на отдельно стоящих высоких и низких железобетонных опорах (серии ИС-01-06 и ИС-01-07). При прокладке теплопроводов на низких опорах расстояние между нижней образующей и теплоизоляционной оболочкой трубопровода и с поверхностью земли принимается не менее 0,35 м при ширине группы труб до 1,5 м и не менее 0,5 м при ширине группы труб более 1,5 м. Высокие отдельно стоящие опоры могут выполняться жесткими, гибкими и висячими (рис. 9.18).

На рис. 9.19 показан надземный теплопровод подвешенной конструкции на железных мачтах.

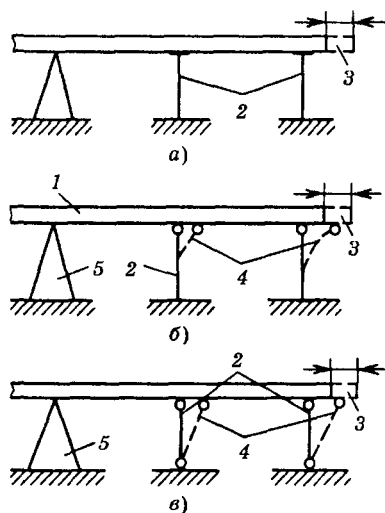


Рис. 9.18. Виды отдельно стоящих промежуточных опор

а — жесткая опора, б — гибкая опора, в — висячая (качающаяся) опора, 1 — трубопровод, 2 — промежуточные опоры, 3 — температурная деформация, 4 — положение промежуточных опор при температурной деформации, 5 — анкерная опора



Рис. 9.19. Надземный теплопровод подвешенной конструкции на мачтах

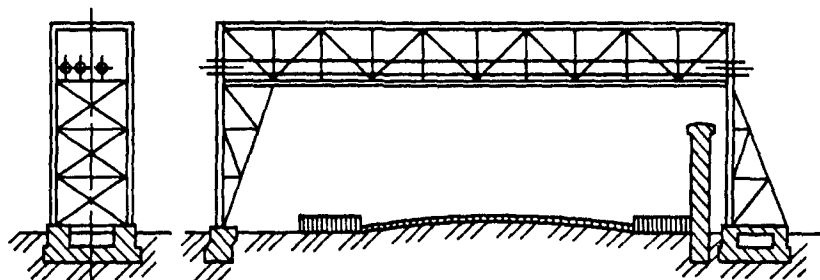


Рис. 9.20. Прокладка теплопроводов по эстакаде

Материалы для мачт выбираются в зависимости от типа и назначения теплопровода. Наиболее подходящим материалом для мачт стационарных конструкций является железобетон. В местах установки арматуры трубопроводов необходимо предусмотреть приспособление для удобного подъема обслуживающего персонала и безопасного обслуживания арматуры. В этих местах обычно устраиваются площадки с ограждениями и постоянными лестницами.

На рис. 9.20 показана конструкция теплопроводов на эстакаде. Трубопроводы больших диаметров обычно опираются непосредственно на стойки эстакады. Трубопроводы малых диаметров опираются на опоры, уложенные в пролетном строении эстакады.

9.3. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ

Важное значение в устройстве теплопровода имеет тепловая изоляция. От качества изоляционной конструкции теплопровода зависят не только тепловые потери, но, что не менее важно, его долговечность. При

соответствующем качестве материалов и технологии изготовления тепловая изоляция может одновременно выполнять роль антикоррозионной защиты наружной поверхности стального трубопровода. К таким материалам, в частности, относятся полиуретан и производные на его основе — полимербетон и бион.

Основные требования к теплоизоляционным конструкциям заключаются в следующем:

- 1) *низкая теплопроводность как в сухом состоянии, так и в состоянии естественной влажности;*
- 2) *малое водопоглощение и небольшая высота капиллярного подъема жидкой влаги;*
- 3) *малая коррозионная активность;*
- 4) *высокое электрическое сопротивление;*
- 5) *щелочная реакция среды ($\text{pH} > 8,5$);*
- 6) *достаточная механическая прочность.*

Требования к теплоизоляционным материалам и конструкциям подземных теплопроводов существенно отличаются от требований к теплоизоляционным материалам

для теплопроводов, расположенных в помещениях электростанций, котельных или производственных цехов.

Так, основными требованиями для теплоизоляционных материалов паропроводов электростанций и котельных являются низкая теплопроводность и высокая температуростойкость. Такие материалы обычно характеризуются большим содержанием воздушных пор и малой объемной плотностью.

Последнее качество этих материалов предопределяет их повышенные гигроскопичность и водопоглощение.

Одно из основных требований к теплоизоляционным материалам для подземных теплопроводов заключается в малом водопоглощении. Поэтому высокоэффективные теплоизоляционные материалы с большим содержанием воздушных пор, легко впитывающие влагу из окружающего грунта, как правило, непригодны для подземных теплопроводов.

Выбор теплоизоляционной конструкции и ее размеров зависит от типа теплопровода и располагаемых исходных материалов и выполняется на основе технико-экономических расчетов. При современных масштабах теплофикации и централизованного теплоснабжения проблема тепловой изоляции тепловых сетей имеет большое народнохозяйственное значение.

Ежегодные тепловые потери действующих в настоящее время систем теплофикации и централизованного теплоснабжения могут быть оценены в 800 млн ГДж/год, т.е. в 8 % количества передаваемой теплоты.

Даже с учетом эффекта комбинированной выработки тепловой и электрической энергии расход топлива на покрытие теплопотерь составляет 18 млн т топлива в год в условном исчислении. При снижении теплопотерь вдвое, что вполне достижимо при современных теплоизоляционных конструкциях, можно получить экономию около 9 млн т топлива в год в пересчете на условное.

Кроме снижения теплопотерь тепловая изоляция облегчает обслуживание оборудования теплопроводов вследствие понижения температуры воздуха в подземных камерах и проходных каналах, а также устраняет опасность ожогов обслуживающего персонала. Одновременно со снижением тепловых потерь уменьшается падение температуры теплоносителя вдоль теплопровода, что повышает качество и экономичность теплоснабжения.

Очень важно сохранение теплоизоляционного материала в сухом состоянии. При увлажнении возрастает теплопроводность (рис. 9.21).

В сухом состоянии минеральная вата ($\rho = 350 \text{ кг/м}^3$) имеет теплопроводность $\lambda = 0,045 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; при объемной влажности $w = 20 \%$ теплопроводность $\lambda = 0,14 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, т.е. в 3 раза больше.

При одной и той же влажности теплопроводность изоляционного материала обычно не совпадает с теплопроводностью изоляционной конструкции, выполненной

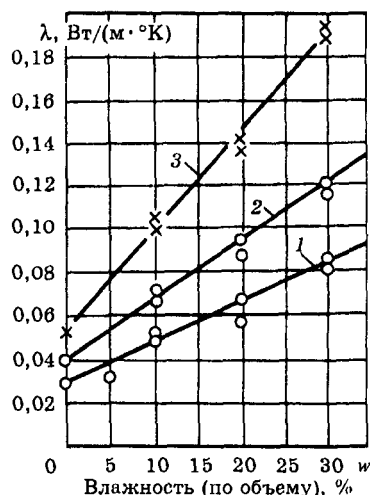


Рис. 9.21. Зависимость теплопроводности минеральной ваты от объемной влажности и плотности при $t = 20^\circ\text{C}$

$$1 - \rho_{\text{сух}} = 120 \text{ кг/м}^3; 2 - \rho_{\text{сух}} = 200 \text{ кг/м}^3; \\ 3 - \rho_{\text{сух}} = 350 \text{ кг/м}^3$$

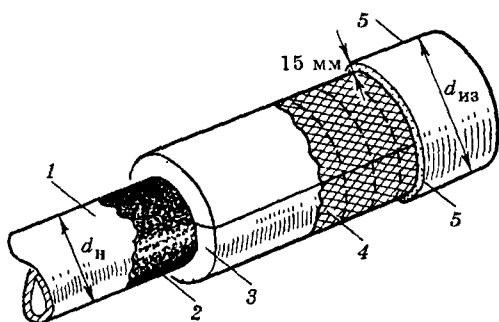


Рис. 9.22. Подвесная теплоизоляционная конструкция

1 — труба, 2 — антикоррозионное покрытие, 3 — мат из минеральной ваты, 4 — стальная сетка, 5 — асбоцементная штукатурка

из того же материала. Уплотнение изоляционного материала и применение различного рода добавок при изготовлении конструкции в большинстве случаев приводят к увеличению теплопроводности изоляционного слоя.

При сооружении тепловодов в каналах в качестве тепловой изоляции часто применяются изделия из минеральной ваты, защищенные битуминировкой от увлажнения (рис. 9.22). На наружную поверхность стальной трубы накладывается антикоррозионное покрытие (эмаль, изол и др.). На антикоррозионное покрытие укладываются скорлупы из минеральной ваты, армированные стальной сеткой. Сверху скорлуп укладываются полуцилиндрические асбоцементные футляры, закрепляемые на тепловоде стальной сеткой, покрываемой сверху асбоцементной штукатуркой.

В приложении 26 приведены характеристики теплоизоляционных изделий отечественного производства, применяемых при прокладке тепловодов в каналах.

9.4. ТРУБЫ И ИХ СОЕДИНЕНИЯ

Техника транспорта теплоты предъявляет следующие основные требования к трубам, применяемым для тепловодов:

- 1) *достаточная механическая прочность и герметичность при имеющихся местном давлении и температурах теплоносителя;*
- 2) *эластичность и стойкость против термических напряжений при переменном тепловом режиме;*
- 3) *постоянство механических свойств;*
- 4) *стойкость против внешней и внутренней коррозии;*
- 5) *малая шероховатость внутренних поверхностей;*
- 6) *отсутствие эрозии внутренних поверхностей;*
- 7) *малый коэффициент температурных деформаций;*
- 8) *высокие теплоизолирующие свойства стенок трубы;*
- 9) *простота, надежность и герметичность соединения отдельных элементов;*
- 10) *простота хранения, транспортировки и монтажа.*

Все известные до настоящего времени типы труб одновременно не удовлетворяют всем перечисленным требованиям. В частности, этим требованиям не вполне удовлетворяют стальные трубы, применяемые для транспорта пара и горячей воды. Однако высокие механические свойства и эластичность стальных труб, а также простота, надежность и герметичность соединений (сварка) обеспечили практически 100 %-ное применение этих труб в системах централизованного теплоснабжения.

В настоящее время для сооружения тепловых сетей применяются, как правило, стальные трубы, изготовленные преимущественно из так называемой спокойной стали. Для подбора сортамента стальных труб и арматуры для тепловых сетей пользуются шкалой давлений по ГОСТ 356-80. В основу построения шкалы давлений положено деление всех трубопроводов на восемь групп в зависимости от температуры транспортируемой среды. Шкала разработана таким образом, что одна и та же труба может применяться для транспорта теплоносителя

с любой температурой от 0 °С до установленной для трубы из данной марки стали предельной температуры $t_{пр} \leq 445$ °С, но при различных давлениях.

В качестве основного показателя в шкале принято так называемое условное давление.

Труба, рассчитанная на какое-либо условное давление p_y , может быть применена для рабочего давления

$$p_{раб} = \epsilon p_y. \quad (9.1)$$

Значения коэффициента ϵ в зависимости от температуры транспортируемой среды приведены ниже:

Наибольшая температура среды, °С.....	200	250	300	350
	400	425	435	445
Коэффициент ϵ	1,0	0,9	0,8	0,7
	0,64	0,53	0,5	0,45

Значения ϵ для промежуточных значений температуры определяются линейной интерполяцией между ближайшими значениями, указанными выше.

Пробное давление для гидравлических испытаний трубопроводов определяется по формуле

$$p_{пр} = 1,25 p_y. \quad (9.2)$$

Основные типы стальных труб, применяемых для тепловых сетей:

диаметром до 400 мм включительно — бесшовные, горячекатаные;

диаметром выше 400 мм — электросварные с продольным швом и электросварные со спиральным швом.

Трубы для тепловых сетей изготавливаются главным образом из стали следующих марок: Ст2сп, Ст3сп, стали 10, 20, 10Г2, 15ГС, 16ГС, 17ГС. Допускаемые напряжения для труб из этих марок стали при разных температурах теплоносителя приведены в приложении 24.

Минимальная толщина стенок бесшовных труб составляет от 2 мм (при условном

проходе $D_y = 15$ мм) до 9 мм (при условном проходе $D_y = 400$ мм).

Трубы с такой толщиной стенки могут применяться при условном давлении $p_y = 4$ МПа при изготовлении из сталей 10 и Ст3 при температуре теплоносителя 300 °С, а при изготовлении из сталей 10 и Ст3 при температуре теплоносителя до 425 °С.

Электросварные трубы изготавливаются как прямошовные, так и со спиральным швом с различной толщиной стенки. Сорент труб для сооружения тепловых сетей выбирается с учетом условного давления, максимальной температуры теплоносителя, диаметра трубопровода и марки стали, которой он изготовлен.

Для водяных тепловых сетей при условном давлении $p_y \leq 1,6$ МПа и $t \leq 300$ °С рекомендуются к преимущественному применению трубы из сталей Ст2сп, Ст3сп, 20 следующего сортамента: при $d \leq 400$ мм — группы А горячекатаные и холоднокатаные по ГОСТ 8731 и 8733; при $d \geq 400$ мм — группы А и В электросварные с двусторонними прямым и спиральным швом по ГОСТ 10705 и 8796.

Стальные водогазопроводные (газовые) трубы с резьбой, как правило, не рекомендуются применять для тепловых сетей из-за повышенного расхода металла в связи с большой толщиной стенки, вызванной наличием резьбы. Трубопроводы тепловых сетей соединяются между собой при помощи электрической или газовой сварки.

Схема трубопроводов, размещение опор и компенсирующих устройств должны быть выбраны таким образом, чтобы суммарное напряжение от всех одновременно действующих нагрузок ни в одном сечении трубопровода не превосходило допускаемое.

Наиболее слабым местом стальных трубопроводов, по которому следует проводить проверку напряжений, являются сварные швы. Коэффициент прочности сварных швов ϕ , представляющий собой отношение

допускаемого напряжения для шва к допускаемому напряжению для целой стенки, принимается:

Односторонний ручной шов	0,7
Односторонний автоматический шов	0,8
Двусторонний ручной шов.....	0,85
Двусторонний автоматический шов ...	0,9

Трубопроводы тепловых сетей рассчитываются на прочность по формулам для тонкостенных сосудов, поскольку у них отношение толщины стенки к диаметру $\delta/d < 1,5$.

Рассмотрим основные напряжения, возникающие в трубопроводах тепловых сетей.

На рис. 9.23 показан участок трубопровода. Под действием внутреннего давления в элементе стенки трубопровода возникают следующие напряжения [12]:

1) напряжение растяжения σ_1 в торцевой плоскости, нормальной к оси трубы; его вектор направлен по образующей цилиндра;

2) напряжение растяжения σ_2 в осевой (меридиональной) плоскости; его вектор направлен по касательной к окружности трубы;

3) напряжение сжатия σ_3 , нормальное к внутренней поверхности трубы.

Кроме того, в стенках трубопроводов возникают напряжения изгиба:

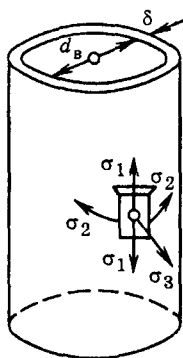


Рис. 9.23. Схема напряжений в стенках трубопровода под действием внутреннего давления

σ_4 — под действием собственного веса трубопровода, веса тепловой изоляции и веса теплоносителя. В надземных теплопроводах возможен также изгиб под действием скоростного напора ветра;

σ_5 — под действием термической деформации в гнутых компенсаторах и на участках естественной компенсации.

Напряжения σ_4 и σ_5 возникают в плоскости, нормальной к оси трубы, и векторы напряжений направлены по образующим цилиндра.

При термической деформации пространственных трубопроводов возникает в ряде случаев напряжение кручения τ .

Перейдем к расчету усилий и напряжений, действующих в трубопроводах тепловой сетей.

Введем следующие условные обозначения: p — внутреннее давление в трубопроводе, Па; P — осевая сила, Н; M — изгибающий момент, Н·м ($1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 10,2 \text{ кгс} \cdot \text{см}$); M_k — крутящий момент, Н·м; d_n — наружный диаметр трубы, м; d_b — внутренний диаметр трубы, м; δ — толщина стенки трубы, м; $f_t = \pi(d_b + \delta)\delta$ — площадь торцевого сечения трубы, м^2 ; E — модуль продольной упругости, для стали $E = 19,6 \cdot 10^{10}$ Па; G — модуль сдвига, для стали $G = 7,85 \cdot 10^{10}$ Па; $J = 0,05(d_n^4 - d_b^4)$ — экваториальный момент инерции трубы, м^4 ; $W = 0,1(d_n^4 - d_b^4)/d_n$ — экваториальный момент сопротивления трубы, м^3 ; $J_p = 0,1(d_n^4 - d_b^4)$ — полярный момент инерции трубы, м^4 ; $W_p = 0,2(d_n^4 - d_b^4)/d_n$ — полярный момент сопротивления трубы, м^3 ; σ — напряжение, Па.

При одновременном действии всех видов деформации — при растяжении, изгибе и кручении — приведенное максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2 + 3\tau^2}, \quad (9.3)$$

где σ_p — суммарное напряжение растяжения от внутреннего давления; $\sigma_{\text{и}}$ — суммарное напряжение от изгиба.

Приведенное напряжение не должно превосходить допускаемое для наиболее опасного сечения трубопровода, которым является сварной стык.

Следовательно,

$$\sigma_{\text{пр}} \leq \varphi [\sigma], \quad (9.4)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение; φ — коэффициент прочности сварного стыка.

Напряжение растяжения в трубопроводе под действием внутреннего давления определяется следующим образом. Осевая сила внутреннего давления, действующая в торцевой плоскости, нормальной к оси трубы

$$P_1 = p\pi d_b^2/4. \quad (9.5)$$

Напряжение растяжения в торцевой плоскости с вектором, направленным по образующей цилиндра,

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{\pi(d_b + \delta)\delta} = p \frac{d_b}{4(1 + \delta/d_b)\delta}. \quad (9.6)$$

Значение δ/d_b в тепловых сетях изменяется от 0,05 для трубопроводов малого диаметра ($d_b = 50$ мм) до 0,01 для трубопроводов большого диаметра ($d_b = 1400$ мм). Пренебрегая δ/d_b вследствие его малости по сравнению с 1, можно расчетное выражение для определения σ_1 записать в следующем виде:

$$\sigma_1 = p d_b / (4\delta). \quad (9.6a)$$

Следует иметь в виду, что сила P_1 действует не при всех схемах трубопроводов. На участках, где сила $P_1 = 0$, напряжение $\sigma_1 = 0$. Такие условия имеют, например, места на участках прямолинейных трубопроводов при установке на них сальниковых компенсаторов (см. схему I на рис. 9.29).

Напряжение растяжения в осевой плоскости с вектором, направленным по дуге окружности, может быть определено по сле-

дующей формуле, составленной для участка трубы длиной l :

$$\sigma_2 = P_2/f_o = p d_b l / (2\delta l) = p d_b / (2\delta), \quad (9.7)$$

где $P_2 = p d_b l$ — сила внутреннего давления, действующая в осевой плоскости; f_o — площадь сечения стенок трубы в осевой плоскости: $f_o = 2\delta l$.

Напряжение сжатия $\sigma_3 = p$ значительно меньше напряжений σ_1 и σ_2 . Поэтому при расчете трубопроводов тепловых сетей величиной σ_3 обычно пренебрегают.

Суммарное напряжение от растяжения под действием внутреннего давления определяется по энергетической теории прочности:

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} = \frac{p d_b}{2,3\delta}. \quad (9.8)$$

Для участков, на которых $P_1 = 0$, а следовательно, $\sigma_1 = 0$,

$$\sigma_p = \sigma_2 = p d_b / (2\delta). \quad (9.8a)$$

Из сравнения (9.8) и (9.8a) видно, что в трубопроводах, испытывающих осевую силу внутреннего давления, напряжения в стенке σ_p на 15 % меньше, чем в трубопроводах, где эта сила не действует. Такой на первый взгляд парадоксальный вывод объясняется тем, что потенциальная энергия деформации формы, являющаяся по энергетической теории мерой прочности материала, получается меньше, когда напряжение растяжения действует в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, а не в одной плоскости.

Формулы (9.5)—(9.8) относятся к условиям, при которых давление в трубопроводе постепенно возрастает от 0 до p .

В некоторых случаях, например при гидравлическом ударе (см. § 6.8), давление в трубопроводе возрастает на величину p_y практически мгновенно.

Возникающие при этом напряжения в трубопроводе вдвое больше, чем при по-

степенном повышении давления. Это объясняется тем, что при мгновенном возникновении нагрузки потенциальная энергия деформации вдвое больше, чем при постепенном повышении нагрузки.

Если до гидравлического удара давление в трубопроводе было равно p_n и в результате гидравлического удара давление повысилось на p_y , то при расчете напряжений в трубопроводе на растяжение σ_1 , σ_2 и σ_p по (9.5)—(9.8) следует принимать расчетное давление в трубопроводе

$$p = p_n + 2p_y. \quad (9.9)$$

Суммарное напряжение от изгиба

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_4^2 + \sigma_5^2}. \quad (9.10)$$

Крутящие моменты возникают только в пространственных трубопроводах. В плоскостных трубопроводах крутящие моменты равны нулю.

В этом случае приведенное максимальное напряжение

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2}. \quad (9.11)$$

Так как $\sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_n^2} < \sigma_p + \sigma_n$, то из (9.11) следует, что приведенное напряжение при одновременном действии растяжения и изгиба меньше арифметической суммы напряжений, возникающих в трубопроводе при раздельном действии этих деформаций.

9.5. ОПОРЫ

Опоры являются ответственными деталями теплопровода. Они воспринимают усилия от трубопроводов и передают их на несущие конструкции или грунт. При сооружении теплопроводов применяют опоры двух типов: *свободные* и *неподвижные*.

Свободные опоры воспринимают вес трубопровода и обеспечивают его свободное перемещение при температурных деформациях.

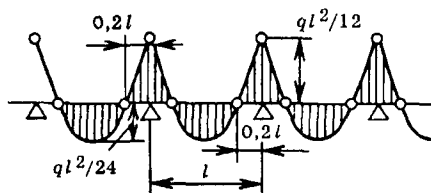


Рис. 9.24. Эпюра изгибающих моментов многопролетного трубопровода

Неподвижные опоры фиксируют положение трубопровода в определенных точках и воспринимают усилия, возникающие в местах фиксации под действием температурных деформаций и внутреннего давления.

При бесканальной прокладке обычно отказываются от установки свободных опор под трубопроводами во избежание неравномерных просадок и дополнительных изгибающих напряжений. В этих теплопроводах трубы укладываются на нетронутый грунт или тщательно утрамбованный слой песка.

При расчете изгибающих напряжений и деформаций трубопровод, лежащий на свободных опорах, рассматривается как многопролетная балка. На рис. 9.24 приведена эпюра изгибающих моментов многопролетного трубопровода.

Рассмотрим усилия и напряжения, действующие в трубопроводах. Примем следующие обозначения: M — силовой момент, Н·м; Q_v , Q_g — усилия вертикальное и горизонтальное, Н; q_v , q_g — удельная нагрузка на единицу длины вертикальная (учитывающая вес трубопровода с теплоносителем и тепловой изоляцией) и горизонтальная (учитывающая ветровое усилие), Н/м; N — горизонтальная реакция на опоре, Н.

При одинаковой длине пролета между свободными опорами максимальный изгибающий момент в многопролетном трубопроводе возникает на опоре:

$$M_0 = ql^2/12, \quad (9.12)$$

где q — удельная нагрузка на единицу длины трубопровода, Н/м, l — длина пролета между опорами, м

Удельная нагрузка

$$q = \sqrt{q_B^2 + q_r^2}, \quad (9.13)$$

где q_r — горизонтальная удельная нагрузка, учитывающая ветровое усилие,

$$q_r = k(w_B^2/2)\rho d_n, \quad (9.14)$$

Здесь w_B — скорость ветра, м/с, ρ — плотность воздуха, кг/м³, d_n — наружный диаметр изоляции трубопровода, м, k — аэродинамический коэффициент, в среднем равный 1,4—1,6

Ветровое усилие должно учитываться только в надземных теплотрассах открытой прокладки

Изгибающий момент, возникающий в середине пролета,

$$M_n = ql^2/24 \quad (9.15)$$

На расстоянии $0,21l$ от опоры изгибающий момент равен нулю

Максимальный прогиб имеет место в середине пролета

Стрела прогиба трубопровода, м,

$$y = ql^4/(384EJ) \quad (9.16)$$

Пролет между свободными опорами определяется с помощью (9.12)

$$M_0 = ql^2/12 = \sigma_4 W, \quad (9.17)$$

откуда длина пролета, м,

$$l = \sqrt{12\sigma_4 W/q} \quad (9.17a)$$

Предварительную оценку расстояния между опорами можно произвести на основе (9.17a), принимая напряжение от изгиба σ_4 равным 0,4—0,5 допускаемого напряжения $\sigma_4 = \beta\sigma$, где $\beta = 0,4—0,5$

В приложениях 11 и 25 приведены основные данные для расчетов нагрузок на опоры и размеры пролетов между свободными опорами

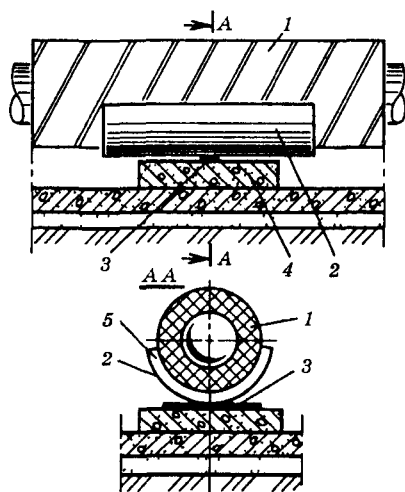


Рис. 9.25. Скользящая опора

1 — тепловая изоляция 2 — опорный полуцилиндр, 3 — стальная скоба 4 — бетонный камень 5 — цементно-песчаный раствор

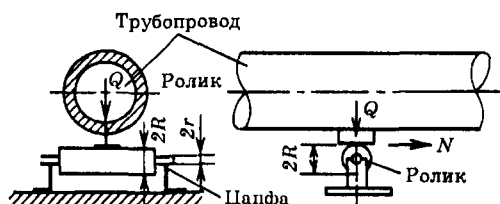


Рис. 9.26. Роликовая опора

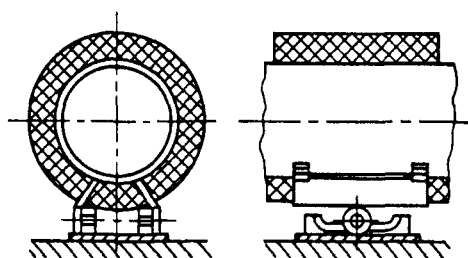


Рис. 9.27. Катковая опора

По принципу работы свободные опоры делятся на скользящие, роликовые, катковые и подвесные. Некоторые конструкции свободных опор приведены на рис 9.25—9.27

Горизонтальная реакция, возникающая на свободной опоре при термической деформации трубопровода, зависит от типа опоры. Реакция, возникающая на скользя-

щей опоре (см. рис. 9.25), может быть определена по формуле

$$N = Q_b \mu. \quad (9.18)$$

Для расчетов можно принимать следующие значения коэффициента трения скольжения μ :

Сталь по стали	0,4
Сталь по бетону	0,6
Чугун по чугуну или чугун по стали ...	0,35

Горизонтальная реакция на свободной опоре роликового типа (см. рис. 9.26) рассчитывается из условия равновесия действующих силовых моментов.

Для того чтобы ролик вращался, необходимо, чтобы момент сил, создаваемый трубопроводом на поверхности ролика, относительно оси вращения превышал сумму моментов сил трения на поверхности ролика и на поверхности цапф относительно той же оси:

$$NR \geq Q_b s + Q_b \mu r, \quad (9.19)$$

откуда

$$N \geq Q_b \frac{s + \mu r}{R}, \quad (9.20)$$

где s — плечо (коэффициент) трения качения, м; μ — коэффициент трения скольжения на поверхности цапфы; r — радиус цапфы, м; R — радиус ролика, м.

Плечо трения качения зависит от материала и качества обработки соприкасающихся поверхностей.

При перемещении стальной поверхности трубопровода или стальной прокладки под трубопроводом по грубо обработанной поверхности стального ролика можно принимать значение плеча трения $s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м.

Уменьшение горизонтальной реакции в роликовой опоре по сравнению со скользящей достигается за счет того, что радиус цапфы меньше радиуса ролика $r/R < 1$.

Из всех типов свободных опор наименьшее значение горизонтальной реакции име-

ют катковые опоры (см. рис. 9.27). В этих опорах трение скольжения отсутствует. Горизонтальная реакция катковой опоры может быть определена из уравнения моментов действующих сил

$$2NR = Q_b (s_1 + s_2), \quad (9.21)$$

где s_1 — плечо трения качения при перемещении катка по опорной поверхности, м; s_2 — плечо трения качения при перемещении стальной поверхности трубопровода или прокладки под трубопроводом по поверхности катка, м;

$$N = Q_b \frac{s_1 + s_2}{2R}. \quad (9.22)$$

При выборе типа опор следует не только руководствоваться значениями расчетных усилий, но и учитывать работу опор в условиях эксплуатации.

С увеличением диаметров трубопроводов резко возрастают силы трения на опорах, достигая при больших диаметрах многих десятков и даже сотен кН (см. приложение 25). Это, в свою очередь, требует усиления строительных конструкций, воспринимающих реакции опор.

Для разгрузки несущих конструкций (мачт, стоек, кронштейнов и пр.) рекомендуется при диаметрах трубопроводов больше 400—500 мм применять катковые опоры при всех типах надземных прокладок, а также в проходных каналах.

В некоторых случаях, когда по условиям размещения трубопроводов относительно несущих конструкций скользящие и катящиеся опоры не могут быть установлены, применяют *подвесные опоры* (рис. 9.28).

Недостатком простых подвесных опор (рис. 9.28, а) является деформация (перекосы и изгибы) труб вследствие различной амплитуды подвесок, находящихся на различном расстоянии от неподвижной опоры, из-за разных углов их поворота.

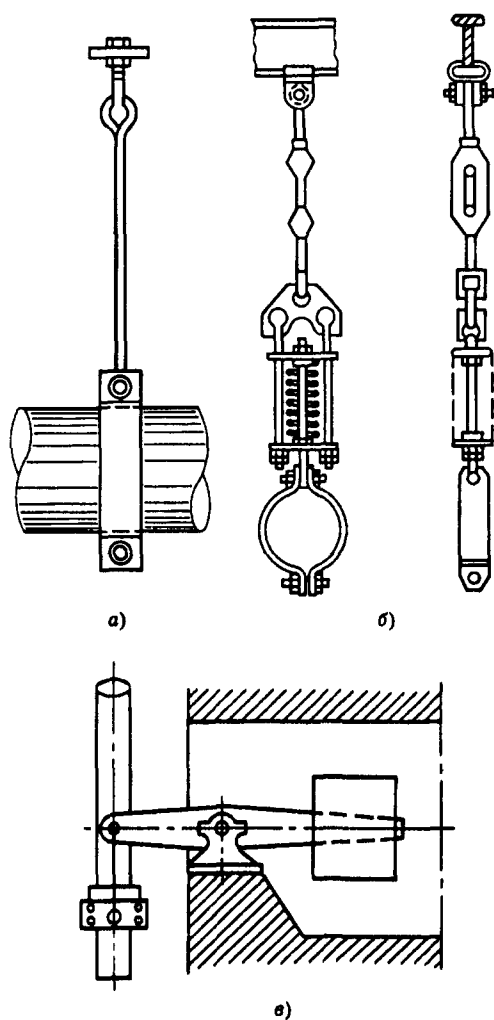


Рис. 9.28. Подвесные опоры

a — простая опора; *б* — пружинная; *в* — с контргрузом

По мере удаления от неподвижной опоры возрастают температурная деформация трубопровода и угол поворота подвесок.

Для уменьшения перекосов трубопровода желательно длину подвески выбирать возможно большей. При недопустимости перекосов трубы и невозможности применения скользящих опор следует применять пружинные подвесные опоры или опоры с противовесам (рис. 9.28, б, в).

Усилия, воспринимаемые неподвижными опорами, складываются из неуравнове-

шенных сил внутреннего давления, реакций свободных опор и реакций компенсаторов температурных деформаций. Эти усилия, как правило, действуют с обеих сторон неподвижной опоры. В зависимости от направления их векторов усилия взаимно уравниваются (т.е. вычитаются) или суммируются.

Результирующее усилие, действующее на неподвижную опору, может быть представлено трехчленом

$$N = apF_{\text{в}} + \mu q_{\text{в}}\Delta l + \Delta s, \quad (9.23)$$

где *a* — коэффициент, зависящий от направления действия осевых усилий внутреннего давления с обеих сторон опоры, что определяется конфигурацией трубопровода и способом компенсации температурных деформаций; при неизменном диаметре трубопровода коэффициент *a* может иметь значение 0 или 1; *p* — внутреннее рабочее давление в трубопроводе, Па; *F_в* — площадь внутреннего сечения трубопровода, м²; *μ* — коэффициент трения на свободных опорах; *Δl* — разность длин участков трубопровода с обеих сторон неподвижной опоры (участок — расстояние между опорой и компенсатором), м; *Δs* — разность сил трения осевых скользящих компенсаторов или сил упругости гибких компенсаторов с обеих сторон неподвижной опоры, Н.

Первое слагаемое представляет собой результирующее осевое усилие внутреннего давления, второе — результирующую реакцию свободных опор, третье — результирующую осевую реакцию компенсаторов.

На рис. 9.29 представлены схемы трубопроводов. Рассмотрим усилия, действующие на неподвижную опору.

В схеме 1 с обеих сторон неподвижной опоры *A* расположены сальниковые компенсаторы. Так как торцевые сечения участков трубопровода с обеих сторон неподвижной опоры *A* открыты, на рассматриваемый участок трубопровода не передается

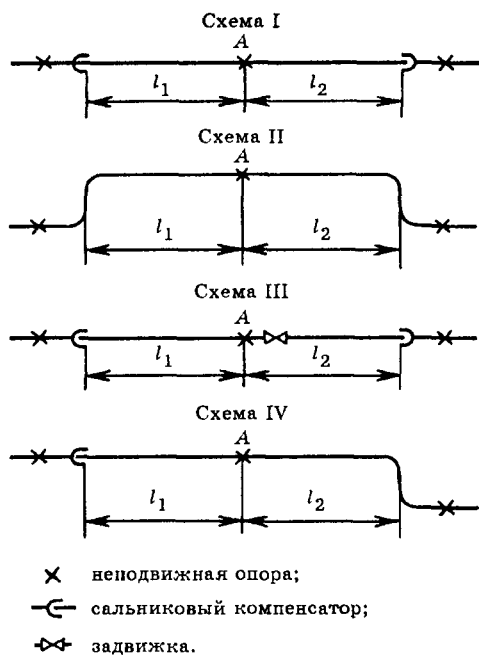


Рис. 9.29. Схемы трубопроводов

осевое усилие внутреннего давления ($a = 0$), т.е. первый член (9.23) равен нулю.

В схеме II с обеих сторон опоры A расположены участки с естественной компенсацией. Так как торцевые сечения рассматриваемого участка закрыты отводами с обеих сторон опоры A , то на них передается осевое усилие внутреннего давления, но эти усилия с обеих сторон неподвижной опоры равны и противоположны по знаку, поэтому $a = 0$. Следовательно, и для этой схемы первый член выражения (9.23) равен нулю.

В схеме III, так же как и в схеме I, с обеих сторон неподвижной опоры расположены сальниковые компенсаторы. Однако в отличие от схемы I на трубопроводе установлена задвижка. При закрытии задвижки с обеих сторон ее могут установиться разные давления. Наибольшее значение результирующее осевое усилие возникает тогда, когда с одной стороны задвижки установится полное рабочее давление, а с другой внутреннее давление будет равно нулю. В этом случае коэффициент $a = 1$ и резуль-

тирующее осевое усилие внутреннего давления равно pF_b .

В схеме IV с одной стороны неподвижной опоры A установлен сальниковый компенсатор, а с другой — гнутый (упругий). Осевое усилие внутреннего давления в этом трубопроводе равно pF_b и направлено от неподвижной опоры в сторону упругого компенсатора.

Сила трения в осевых компенсаторах сальникового типа определяется по формуле

$$S = \pi d_n^2 b p \alpha \mu. \quad (9.24)$$

где d_n — наружный диаметр стакана компенсатора, практически равный наружному диаметру трубы, м; b — отношение высоты сальниковой набивки к наружному диаметру стакана; p — рабочее давление в трубопроводе, Па; α — отношение удельного давления сальниковой набивки на поверхность стакана к рабочему давлению $\alpha = 1,5$; μ — коэффициент трения набивки по стакану, в среднем $\mu = 0,15$.

Для сальниковых компенсаторов большого диаметра (400—1400 мм) $b = 0,25$ —0,15, в среднем $b = 0,2$. Для сальниковых компенсаторов меньшего диаметра (100—350 мм) значение b изменяется от 0,6 до 0,3.

Из сравнения (9.24) и (9.5) следует, что отношение силы трения сальникового компенсатора к осевому усилию внутреннего давления

$$\beta = S/P_1 = 4b\alpha\mu. \quad (9.25)$$

Для сальниковых компенсаторов значения коэффициента β , вычисленные по (9.25), приведены ниже:

d_0 , мм	100	150	200	250	300	350	400
β	0,54	0,53	0,53	0,43	0,36	0,31	0,27
d_0 , мм	500	600	800	1000	1200	1400	
β	0,24	0,20	0,16	0,13	0,11	0,10	

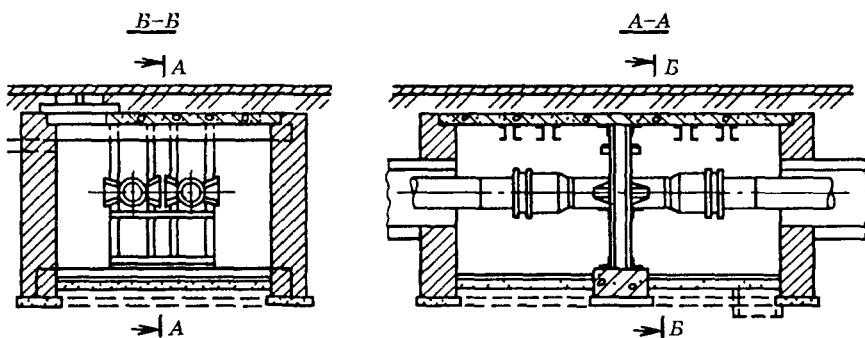


Рис. 9.30. Неподвижная опора в камере

Из всех усилий, действующих на неподвижную опору, наиболее значительным является неуравновешенная сила внутреннего давления pF_B . По сравнению с этой силой остальные реакции, действующие на неподвижную опору, сравнительно невелики. Для облегчения конструкции неподвижной опоры необходимо стремиться к уравновешиванию осевой силы внутреннего давления внутри трубопровода

В целях унификации расчетов и стандартизации конструкций неподвижных опор принято делить их условно на две группы; неразгруженные и разгруженные. К первой группе относятся опоры, воспринимающие осевую реакцию внутреннего давления pF_B . Ко второй группе относятся опоры, на которые осевая реакция внутреннего давления не передается.

Если второй член в (9.23) относительно невелик, что имеет место при $\Delta l \approx 0$, то при сальниковых компенсаторах расчетное осевое усилие N , воспринимаемое неподвижной опорой, может определяться по формулам:

для неразгруженных опор

$$N = (1 + \beta) pF_B; \quad (9.26)$$

для разгруженных опор

$$N = 2\beta pF_B. \quad (9.27)$$

При установке на трубопроводах линзовых компенсаторов осевая реакция внутреннего давления резко возрастает в связи

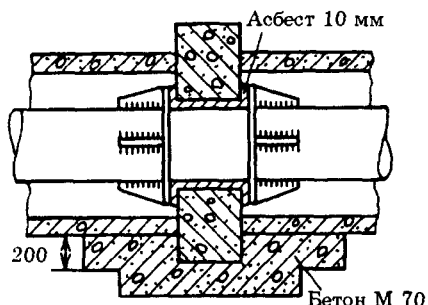


Рис. 9.31. Железобетонная щитовая неподвижная опора

с тем, что площадь сечения линзы значительно превосходит площадь поперечного сечения трубопровода.

Кроме усилий на неподвижные опоры часто передаются также изгибающие и крутящие моменты, действующие на трубопровод, которые определяются в каждом конкретном случае для заданной схемы и режима работы трубопровода. Неподвижные опоры выполняются обычно из железобетона или металлоконструкций.

На рис. 9.30 показана установка неподвижной опоры в камере. Усилие, воспринимаемое опорой, передается на вертикальные стойки, концы которых заземлены в основании и перекрытии камеры.

При расположении неподвижных опор между камерами, в непроходных каналах или при бесканальной прокладке удобны железобетонные щитовые опоры (рис 9.31). Такая опора представляет собой железобетонную плиту. Конструкция не требует со-

лидных фундаментов, так как нагрузка от нее передается центрально.

9.6. КОМПЕНСАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ

Компенсация температурных деформаций стальных трубопроводов имеет исключительно важное значение в технике транспорта теплоты.

Если в трубопроводе отсутствует компенсация температурных деформаций, то при сильном нагревании в стенке трубопровода могут возникнуть большие разрушающие напряжения. Значение этих напряжений может быть рассчитано по закону Гука

$$\sigma = E\epsilon, \quad (9.28)$$

где E — модуль продольной упругости (для стали $E \approx 2 \cdot 10^8$ кПа); ϵ — относительная деформация.

При повышении температуры трубы длиной l на Δt удлинение должно составить

$$\Delta l = \alpha \Delta t l, \quad (9.29)$$

где α — коэффициент линейного удлинения, $1/K$ (для углеродистой стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ $1/K$).

Если участок трубы зашлемлен и при нагревании не удлиняется, то его относительное сжатие

$$\epsilon = \Delta l / l = \alpha \Delta t. \quad (9.30)$$

Из совместного решения (9.28) и (9.30) можно найти напряжение сжатия, возникающее в стальной трубе при нагреве прямолинейного зашлемленного (без компенсаторов) участка трубопровода

$$\sigma = \alpha E \Delta t. \quad (9.31)$$

Для стали $\sigma = 2,35 \Delta t$ МПа = $24 \Delta t$ кгс/см².

Как видно из (9.31), напряжение сжатия, возникающее в зашлемленном прямолинейном участке трубопровода, не зависит от диаметра, толщины стенки и длины трубопровода, а зависит только от материала (модуля упругости и коэффициента линейного удлинения) и перепада температур.

Усилие сжатия, возникающее при нагревании прямолинейного трубопровода без компенсации, определяется по формуле

$$P = \sigma f = E \epsilon f, \quad (9.32)$$

где f — площадь поперечного сечения стенок трубопровода, м².

Способы компенсации температурных удлинений, применяемые в тепловых сетях, весьма разнообразны

По своему характеру все компенсаторы могут быть разбиты на две группы: *осевые* и *радиальные*.

Осевые компенсаторы применяются для компенсации температурных удлинений прямолинейных участков трубопровода.

Радиальная компенсация может быть использована при любой конфигурации трубопровода. Радиальная компенсация широко применяется на теплопроводах, прокладываемых на территориях промышленных предприятий, а при небольших диаметрах теплопроводов (до 200 мм) — также и в городских тепловых сетях. На теплопроводах большого диаметра, прокладываемых под городскими проездами, устанавливаются главным образом осевые компенсаторы.

Осевая компенсация. На практике находят применение осевые компенсаторы двух типов: *сальниковые* и *упругие*.

На рис. 9.32 показан односторонний сальниковый компенсатор. Между стака-

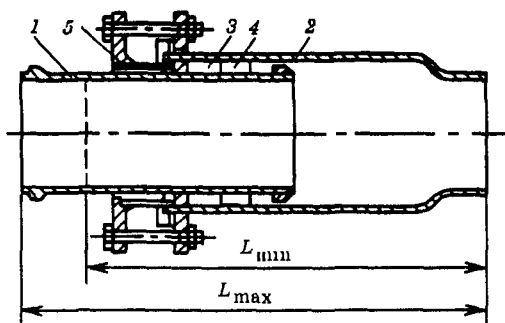


Рис. 9.32. Односторонний сальниковый компенсатор

1 — стакан, 2 — корпус, 3 — набивка, 4 — упорное кольцо, 5 — грундрбука

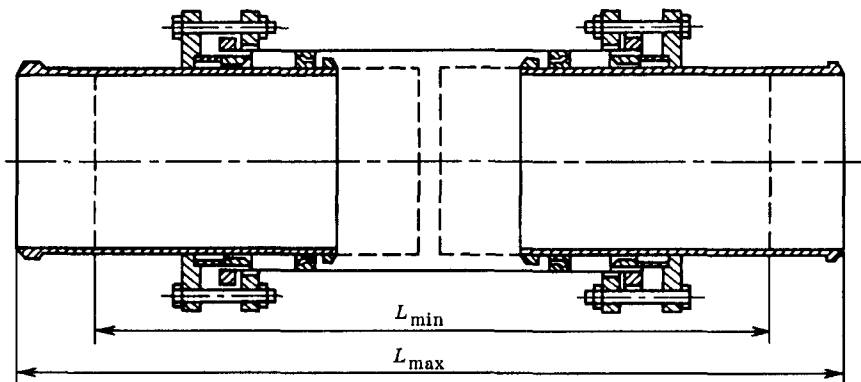


Рис. 9.33. Двухсторонний сальниковый компенсатор

ном 1 и корпусом 2 компенсатора располагается сальниковое уплотнение 3. Сальниковая набивка, обеспечивающая плотность, зажимается между упорным кольцом 4 и грундбуксой 5. Обычно набивка выполняется из асбестовых колец квадратного сечения, пропитанных графитом. Компенсатор вваривается в трубопровод, поэтому установка его на линии не приводит к увеличению количества фланцевых соединений.

На рис. 9.33 приведен разрез двухстороннего сальникового компенсатора. Недостатком сальниковых компенсаторов всех типов является сальник, требующий систематического и тщательного ухода в эксплуатации. Набивка в сальниковом компенсаторе изнашивается, теряет со временем упругость и начинает пропускать теплоноситель. Подтяжка сальника в этих случаях не дает положительных результатов, поэтому через определенные периоды времени сальники приходится перебивать.

От этого недостатка свободны все типы упругих компенсаторов.

На рис. 9.34 показана секция трехволнового сильфонного компенсатора. Для уменьшения гидравлического сопротивления внутри сильфонной секции вварена гладкая труба. Сильфонные секции выполняются обычно из легированных сталей или сплавов. В нашей стране сильфонные компенсаторы изготавливаются из стали 08X18H10T на заводах Санкт-Петербурга.

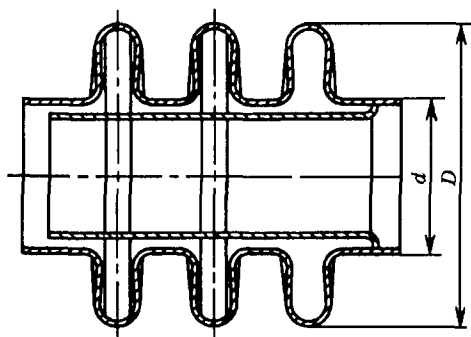


Рис. 9.34. Трехволновой сильфонный компенсатор

Компенсирующая способность сильфонных компенсаторов определяется обычно по результатам испытаний или принимается по данным заводов-изготовителей. Для компенсации больших термических деформаций соединяют последовательно несколько сильфонных секций.

Осевая реакция сильфонных компенсаторов представляет собой сумму двух составляемых

$$s = s_k + s_d, \quad (9.33)$$

где s_k — осевая реакция от температурной компенсации, вызываемая деформацией волны при термическом расширении трубопровода, Н; s_d — осевая реакция, вызываемая внутренним давлением, Н.

Осевая реакция от температурной компенсации, Н, может быть определена по формуле

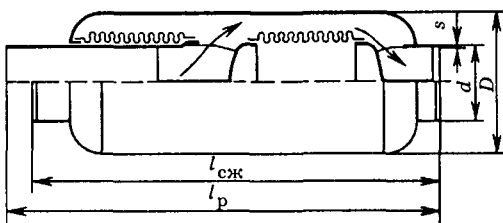


Рис. 9.35. Разгруженный сильфонный компенсатор

l_p — длина в растянутом состоянии, $l_{сж}$ — длина в сжатом состоянии

$$s_k = \epsilon \Delta l / n, \quad (9.34)$$

где Δl — термическая деформация компенсатора, м; n — число волн; ϵ — жесткость волны, Н/м.

Жесткость волны сильфона ϵ представляет собой частное от деления осевого усилия на осевую деформацию волны, вызываемой этим усилием, и зависит от профиля волны, ее геометрических размеров (наружного и внутреннего диаметра, ширины) и толщины стенки компенсатора. Значение ϵ определяется экспериментально.

Осевая реакция внутреннего давления

$$S_d = \psi \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_n, \quad (9.35)$$

где ψ — опытный коэффициент, зависящий от геометрических размеров и толщины стенки волны (в большинстве случаев $\psi = 0,5—0,6$); D, d — наружный и внутренний диаметры волны, м; p_n — избыточное давление теплоносителя, Па.

Для повышения устойчивости против деформации сильфонов под действием внутреннего давления компенсаторы выполняются разгруженными от внутреннего давления путем соответствующей компоновки сильфонных секций в корпусе компенсатора, выполняемого из трубы большего диаметра. Такая конструкция компенсатора показана на рис. 9.35.

Перспективным методом компенсации температурных деформаций может служить применение самокомпенсирующихся труб, технология изготовления которых разрабо-

тана Институтом электросварки им. Е.О. Патона (Киев). При производстве спирально-сварных труб из полосы листового металла на нем роликом выдавливается продольная канавка глубиной примерно 35 мм. После сварки такого листа канавка превращается в спиральный гофр, способный компенсировать температурную деформацию трубопровода. Опытная проверка таких труб показала положительные результаты.

Особенность компенсации тепловых деформаций бесканальных теплопроводов. Изоляционная конструкция бесканальных теплопроводов находится в непосредственном контакте с окружающим грунтом и под его давлением. Поэтому при изменении температуры стального трубопровода возникает сила трения между деформируемым теплопроводом и окружающим грунтом.

В конструкциях бесканальных теплопроводов, в которых имеет место хорошая адгезия тепловой изоляции к поверхности трубы (теплопроводы с монолитными оболочками из пенополиуретана, армопенобетона, поропласта и др.), трение возникает на наружной поверхности монолитной оболочки. В бесканальных теплопроводах без адгезии изоляции к поверхности трубы (теплопроводы с монолитной изоляцией из битумоперлита, с изоляцией из засыпных порошков) трение возникает на наружной поверхности стального трубопровода.

Силы трения вызывают в стенках стального трубопровода деформацию и напряжение сжатия (при разогреве) или растяжения (при остывании).

При этом, естественно, суммарное напряжение в стенке стального трубопровода должно быть не выше допустимого значения $\phi[\sigma]$. Из этого условия определяется предельная длина участка бесканального теплопровода между неподвижной опорой и сальниковым компенсатором. Метод определения предельной длины $l_{пр}$ см. в [113].

При изменении температуры теплоносителя в бесканальных теплопроводах компенсация температурной деформации происходит одновременно не на всей длине теплопровода, а только на участке длиной l_* (отсчитанной от компенсатора в сторону неподвижной опоры), на котором возникающая в трубопроводе реакция (сила)

сжатия или растяжения достигает значения, достаточного для преодоления силы трения на поверхности этого участка трубопровода. Из условия равновесия указанных сил длина компенсируемого участка трубопровода, м, при данном тепловом режиме

$$l_* = \frac{\alpha E \Delta t f}{\pi d_\tau q \mu} = \frac{\alpha E \Delta t (d_{cp}/d_\tau) \delta}{q \mu}, \quad (9.36)$$

где Δt — разность температур стенки трубопровода в данный момент и при монтаже, °C; f — площадь поперечного сечения трубопровода, м²; $d_{cp} = (d_n + d_b)/2$ — средний диаметр трубы, м; δ — толщина стенки трубы, м; d_τ — диаметр поверхности трения, м; q — нормальное удельное давление на поверхности трения, Па; μ — коэффициент трения.

При этом температурном режиме участок трубопровода на расстоянии от компенсатора $l > l_*$ находится в защемленном состоянии. Компенсации его температурной деформации не происходит.

Разность между температурой стенки трубопровода t_* и температурой монтажа t_m ($\Delta t_* = t_* - t_m$), при которой компенсируется термическая деформация трубопровода на всей его длине l , находится на основе (9.36) по формуле

$$\Delta t_* = \frac{q \mu l}{\alpha E (d_{cp}/d_\tau) \delta}. \quad (9.37)$$

На рис. 9.36, а показан вид температурной деформации бесканальных трубопроводов при начальном разогреве после монтажа, а на рис. 9.36, б — изменение температурных напряжений в одном из промежуточных сечений бесканального теплопровода при изменении температуры теплоносителя.

Как показывают проведенные исследования, при повторных циклах нагрева и охлаждения бесканального теплопровода деформации и напряжения изменяются по кривым, аналогичным петле гистерезиса (рис. 9.36, а).

При завершении полного цикла нагрева и охлаждения бесканальный теплопровод остается растянутым, при этом в сечении трубопровода у неподвижной опоры возникает максимальное напряжение растяжения. Более подробно см. в [113].

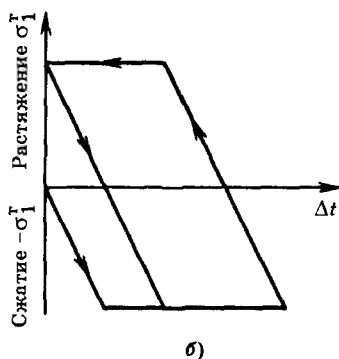
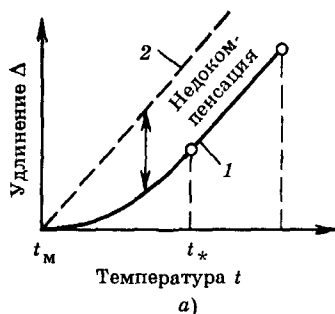


Рис. 9.36. Температурные деформации и напряжения в бесканальных теплопроводах

а — удлинение при начальном нагреве; 1 — действительное; 2 — при свободном перемещении; б — изменение напряжений при нагреве и охлаждении

Радиальная компенсация. При радиальной компенсации термическая деформация трубопровода воспринимается изгибами специальных эластичных вставок или естественными поворотами (изгибами) трассы отдельных участков самого трубопровода.

Последний метод компенсации термических деформаций, широко используемый в практике, называется *естественной компенсацией*. Преимущества этого вида компенсации над другими видами: простота устройства, надежность, отсутствие необходимости в надзоре и уходе, разгруженность неподвижных опор от усилий внутреннего давления. Недостаток естественной компенсации — поперечное перемещение деформируемых участков трубопровода, требующее увеличения ширины непроходных каналов и затрудняющее применение

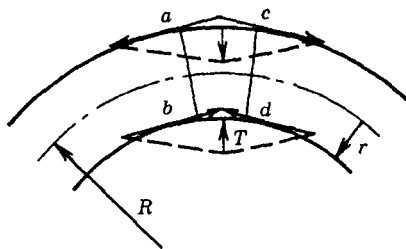


Рис. 9.37. Сплющивание трубы при изгибе

ние засыпных изоляций и бесканальных конструкций.

Расчет естественной компенсации заключается в нахождении усилий и напряжений, возникающих в трубопроводе под действием упругой деформации, выборе длин взаимодействующих плеч трубопровода и определении поперечного смещения его участков при компенсации. Методика расчета базируется на основных законах теории упругости, связывающих деформации с действующими усилиями.

Участки трубопровода, воспринимающие температурные деформации при естественной компенсации, состоят из отводов (колен) и прямых участков. Гнутые отводы повышают гибкость трубопровода и увеличивают его компенсирующую способность. Влияние гнутых колен на компенсирующую способность особенно заметно в трубопроводах большого диаметра.

Изгиб кривых участков труб сопровождается сплющиванием поперечного сечения, которое превращается из круглого в эллиптическое.

На рис. 9.37 показана изогнутая труба с радиусом кривизны R . Выделим двумя сечениями ab и cd элемент трубы. При изгибе в стенке трубы с выпуклой стороны возникают растягивающие, а с вогнутой — сжимающие усилия. Как растягивающие, так и сжимающие усилия дают равнодействующую T , нормальную к нейтральной оси.

Под действием силы T поперечное сечение трубы сплющивается, превращаясь из круглого в эллиптическое, отчего понижается ее жесткость. Коэффициент жесткости

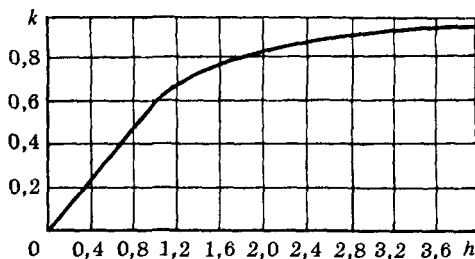


Рис. 9.38. Коэффициент жесткости гладких кривых труб

гнутых гладких отводов зависит от геометрической характеристики отвода, определяемой по формуле

$$h = \delta R / r_{\text{ср}}^2, \quad (9.38)$$

где δ — толщина стенки трубы; $r_{\text{ср}}$ — радиус изгиба оси трубы; $(d_n - \delta)/2$ — средний радиус трубы; d_n — наружный диаметр трубы.

При $h \leq 1$ коэффициент жесткости вычисляется по формуле Кларка и Рейснера

$$k = h / 1,65; \quad (9.39)$$

при $h > 1$ — по формуле Кармана

$$k = \frac{1 + 12h^2}{10 + 12h^2}. \quad (9.39a)$$

Кривая коэффициентов жесткости гладких труб приведена на рис. 9.38.

Для прямой трубы $R = \infty$, $h = \infty$ и $k = 1$. С увеличением диаметра трубы уменьшаются коэффициент жесткости гладких отводов h и коэффициент жесткости трубы k . Если жесткость прямого участка трубопровода равна EJ , Па, то жесткость кривого участка равна kEJ , Па. Поправочный коэффициент напряжения для гнутых гладких труб

$$m = 0,9 / (h^{2/3}) \quad (9.40)$$

и учитывается только при $m > 1$, т.е. при $h < 0,85$.

Для определения напряжений и компенсирующей способности симметричных конфигураций трубопроводов, в которых прямая, соединяющая смежные неподвижные

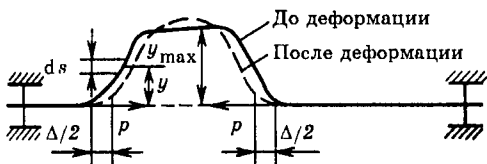


Рис. 9.39. Схема участка с гибким компенсатором

опоры, совпадает с осью трубопровода, удобно пользоваться следующим упрощенным методом, основанным на теории изгиба кривого бруса [78]. По этой теории зависимость между действующим усилием и деформацией трубопровода может быть представлена следующим выражением:

$$P = \frac{\Delta EJ}{\int_0^s \frac{y^2 ds}{k}}, \quad (9.41)$$

где P — сила, вызывающая деформацию [направление действия силы определяется прямой, соединяющей неподвижные конечные точки трубопровода (рис. 9.39)]; Δ — деформация по направлению действующей силы, м; y — расстояние от середины элементов участка трубопровода до направления действующей силы, м; ds — длина элемента участка, м.

При сложных конфигурациях трубопровода, когда аналитическое определение

$\int \frac{y^2 ds}{k}$ встречает затруднения, можно использовать графический метод.

Вычерчивают в масштабе контур трубопровода и делят периметр его на равные по длине отрезки (рис. 9.39). Длина каждого участка равна ds , а расстояние по перпендикуляру от середины каждого участка до прямой, соединяющей неподвижные опоры трубопровода, равно y . Значение k определяется для каждого участка по (9.39);

$\sum \frac{y^2 ds}{k}$ принимают равной $\int \frac{y^2 ds}{k}$.

Изгибающий момент, возникающий в отдельных элементах трубопровода, мо-

жет быть найден как произведение силы на расстояние от данного элемента до направления действия силы: $M = Py$.

Возникающие в трубопроводе напряжения от продольного изгиба

$$\sigma = mM/W, \quad (9.42)$$

где m — поправочный коэффициент напряжения (9.40).

После соответствующих преобразований выражение для напряжения от продольного изгиба в элементах трубопровода приводится к виду

$$\sigma = \frac{\Delta E d y m}{2 \int \frac{y^2 ds}{k}}, \quad (9.43)$$

где d — наружный диаметр трубопровода.

Максимальное напряжение возникает в элементе трубопровода, находящемся на наибольшем расстоянии от направления действия силы, т.е. $y = y_{\max}$.

При заданном значении допускаемого напряжения можно на основании (9.43) получить выражение для компенсирующей способности компенсатора

$$\Delta = \frac{2 \sigma \int \frac{y^2 ds}{k}}{E d m_{\max} y}. \quad (9.44)$$

Допускаемое напряжение для расчета компенсирующей способности определяют для конкретных схем и режимов работы трубопроводов из условия, что приведенное суммарное напряжение от всех видов деформаций в опасном сечении не превосходило допускаемого значения $\varphi[\sigma]$.

Предварительно можно принимать допускаемое напряжение изгиба от естественной компенсации $\sigma = (0,3—0,4)[\sigma]$.

Компенсирующая способность компенсаторов может быть увеличена вдвое при предварительной растяжке их во время монтажа на величину, равную половине теплового удлинения трубопровода.

На основе вышеизложенной методики получены уравнения для расчета максимального изгибающего напряжения и компенсирующей способности симметричных компенсаторов различного типа.

Расчет П-образных компенсаторов. Максимальное изгибающее напряжение в П-образном компенсаторе (рис 9 40)

$$\sigma = \Delta E d l m / A, \quad (9.45)$$

где

$$A = 2 \{ 1/k [3,14 R l^2 - 2,28 R^2 l + 1,4 R^3] + 0,67 l^3 + l_1 l^2 - 4 R l^2 + 2 R^2 l - 1,33 R^3 \}$$

Это максимальное изгибающее напряжение возникает в так называемой спинке компенсатора (участок 4—5), так как она находится на максимальном расстоянии от направления действующей силы P ($y_{\max} = l$)

При предварительной растяжке компенсатора на половину теплового удлинения трубопровода компенсирующая способность

$$\Delta = 2 \sigma A / (E d l m) \quad (9.46)$$

При установке на компенсаторе жестких сварных (негнутых) отводов, в которых сплющивание сечения при изгибе не имеет места, $k = 1$, $m = 1$

Расчет S-образных компенсаторов. Максимальное изгибающее напряжение в S-образном компенсаторе (рис 9 41), а также компенсирующая способность при предварительной растяжке

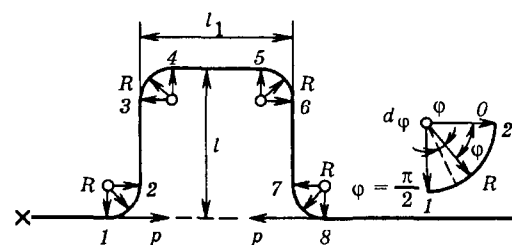


Рис. 9.40. Схема П-образного компенсатора

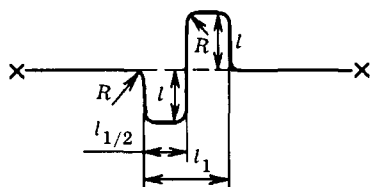


Рис. 9.41. Схема S-образного компенсатора

на половину теплового удлинения трубопровода определяются по формулам (9 45) и (9 46). Для этих компенсаторов коэффициент A определяется по формуле

$$A = 2 \{ 1/k [6,28 R l^2 - 4,56 R^2 l + 2,1 R^3] + 1,33 l^3 + l_1 l^2 - 8 R l^2 + 4 R^2 l - 2 R^3 \} \quad (9.47)$$

Расчет Ω-образных компенсаторов. Максимальное изгибающее напряжение в Ω-образном компенсаторе (рис 9 42)

$$\sigma \approx 0,106 \frac{\Delta E d m k}{R^2} \quad (9.48)$$

При предварительной растяжке Ω-образного компенсатора на половину теплового удлинения трубопровода его компенсирующая способность вычисляется как

$$\Delta = 18,8 \sigma R^2 / (E d m k) \quad (9.49)$$

Расчет несимметричных конфигураций. Для расчета максимального изгибающего напряжения, возникающего в трубопроводе с угловой конфигурацией (рис 9 43), А. П. Сафоновым предложена формула [92]

$$\sigma = \frac{1,5 \Delta E d}{l^2 \cos \beta} \left(n + 1 + \frac{n + 3}{n + 1} \sin \beta \right), \quad (9.50)$$

где Δ — удлинение короткого плеча, l — длина короткого плеча, $n = l_1 / l$ — отношение длины длинного плеча к длине короткого, $\beta = \varphi - 90^\circ$

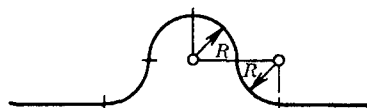


Рис. 9.42. Схема Ω-образного компенсатора

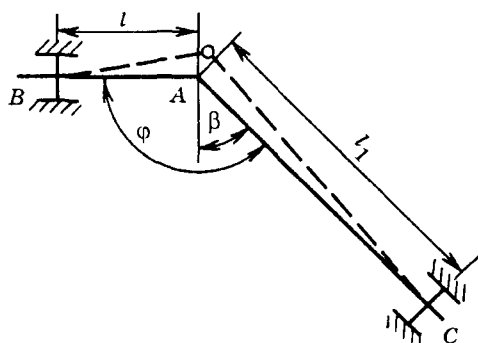


Рис. 9.43. Схема угловой компенсации

При $\varphi = 90^\circ$ или $\beta = 0$

$$\sigma = 1,5\Delta E d(n+1)/l^2 \quad (9.51)$$

Максимальное напряжение возникает в коротком плече в месте заземления у неподвижной опоры

Приведенные формулы не учитывают снижения жесткости из-за сплющивания сечения и сопротивления свободных опор

При несимметричных конфигурациях трубопроводов длины прямолинейных участков обычно значительно превышают радиусы гнутья отводов, поэтому неучет коэффициента Кармана не приводит к существенным погрешностям

Пространственные трубопроводы. В пространственных трубопроводах кроме деформаций растяжения и изгиба, имеющих место в плоскостных трубопроводах, возникают деформации кручения.

На рис. 9.44 показана схема пространственного трубопровода. При нагревании трубопровода в плече AB возникает деформация кручения, вызываемая термическим удлинением плеча CD . Аналогичная деформация кручения возникает и в плече CD , вызванная термическим удлинением плеча AB .

Максимальное напряжение кручения возникает в концевых сечениях трубопроводов (сечения у отвода B и C), на которые передаются крутящие моменты. Это напряжение определяется по формуле

$$\tau = G l_k, \quad (9.52)$$

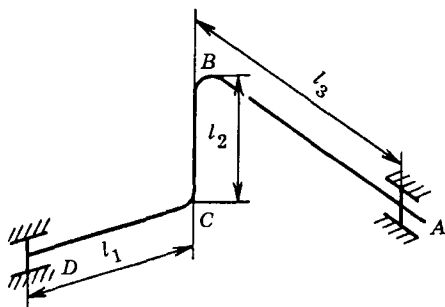


Рис. 9.44. Схема пространственного трубопровода

где G — модуль сдвига, l_k — относительное кручение,

$$l_k = \varphi r/l, \quad (9.53)$$

здесь φ — угол поворота сечения трубопровода, рад; r — наружный радиус трубы, l — длина плеча трубопровода

Так, если при нагревании трубопровода (см рис. 9.44) участок l_3 удлинится на Δ_3 , то угол поворота крайнего сечения участка DC составит $\varphi = \Delta_3/l_2$, а относительное кручение сечения участка DC (вблизи отвода C)

$$i_k = r\Delta_3/(l_1 l_2). \quad (9.54)$$

Аналогично относительное кручение для сечения B участка AB

$$i_k = \frac{r\Delta_1}{l_2 l_3}, \quad (9.55)$$

где Δ_1 — термическое удлинение участка l_1 .

Как видно из (9.52) и (9.53), напряжение кручения не зависит от толщины стенки трубопровода

Крутящий момент

$$M_k = \tau W_n, \quad (9.56)$$

где W_n — полярный момент сопротивления трубы.

Контрольные вопросы и задания

- 1 В чем заключаются основные требования к конструкциям современных теплопроводов?
- 2 Назовите современные методы защиты подземных теплопроводов от наружной коррозии
3. Каковы основные методы защиты подземных теплопроводов от коррозии под действием блуждающих токов?
- 4 Сравните подземные теплопроводы в проходных каналах, непроходных и бесканальных. Назовите преимущества и недостатки каждого типа теплопровода и основные области их целесообразного применения
- 5 По каким мотивам ограничен максимальный диаметр бесканальных теплопроводов преж-

- них конструкций? При каких условиях возможен отказ от такого ограничения?
6. Каковы основные требования к теплоизоляционным конструкциям теплопроводов?
 7. Дайте характеристику бесканальных теплопроводов с монолитной оболочкой из ячеистого полимерного материала типа пенополиуретана с замкнутыми порами и интегральной структурой.
 8. В чем заключается особенность интегральной структуры теплоизоляционного слоя из ячеистого полимерного материала?
 9. Каковы основные требования к трубам для теплопроводов?
 10. В чем состоит метод суммирования напряжений в стенке трубопровода при одновременном действии деформаций растяжения, изгиба и кручения?
 11. Приведите расчетную формулу для определения результирующего усилия, действующего на неподвижную опору теплопровода.
 12. Какие усилия и напряжения возникают в заземленном участке трубопровода при изменении температуры?
 13. В чем состоит особенность компенсации тепловых деформаций бесканальных теплопроводов?
 14. Укажите зависимость между действующим усилием и компенсирующей способностью симметричных конфигураций трубопроводов. Приведите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

10.1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

В задачу теплового расчета входит решение следующих вопросов:

- 1) определение тепловых потерь теплопровода;
- 2) расчет температурного поля вокруг теплопровода, т.е. определение температур изоляции, воздуха в канале, стен канала, грунта.
- 3) расчет падения температуры теплоносителя вдоль теплопровода;
- 4) выбор толщины тепловой изоляции теплопровода.

Количество теплоты, проходящей в единицу времени через цепь последовательно соединенных термических сопротивлений, вычисляется по формуле

$$q = (\tau - t_0) / R, \quad (10.1)$$

или

$$\tau - t_0 = qR; \quad (10.2)$$

$$R = (\tau - t_0) / q, \quad (10.3)$$

где q — удельные тепловые потери теплопровода; τ — температура теплоносителя, °C; t_0 — температура окружающей среды, °C; R — суммарное термическое сопротивление цепи теплоноситель — окружающая среда (термическое сопротивление изоляции теплопровода).

При тепловом расчете тепловых сетей приходится обычно определять тепловые потоки через слои и поверхности цилиндрической формы.

Удельные тепловые потери q и термические сопротивления R относят обычно к единице длины теплопровода и измеряют их соответственно в Вт/м и м · К/Вт.

В изолированном трубопроводе, окруженном наружным воздухом, теплота должна пройти через четыре последовательно соединенных сопротивления: внутреннюю поверхность рабочей трубы, стенку трубы, слой изоляции и наружную поверхность изоляции. Так как суммарное сопротивление равно арифметической сумме последовательно соединенных сопротивлений, то

$$R = R_b + R_{тр} + R_{и} + R_n, \quad (10.4)$$

где R_b , $R_{тр}$, $R_{и}$ и R_n — термические сопротивления внутренней поверхности рабочей трубы, стенки трубы, слоя изоляции и наружной поверхности изоляции.

В изолированных теплопроводах основное значение имеет термическое сопротивление слоя тепловой изоляции.

В тепловом расчете встречаются два вида термических сопротивлений:

а) сопротивление поверхности, в рассмотренном примере R_b и R_n ;

б) сопротивление слоя, в рассмотренном примере $R_{тр}$ и $R_{и}$.

Термическое сопротивление поверхности. Как известно из курса «Теплопередача» [46, 133, 134], термическое сопротивление цилиндрической поверхности

$$R = 1 / (\pi d \alpha), \quad (10.5)$$

где πd — площадь поверхности 1 м длины теплопровода, м^2 ; α — коэффициент теплоотдачи от поверхности

Для определения термического сопротивления поверхности теплопровода необходимо знать две величины: диаметр теплопровода и коэффициент теплоотдачи поверхности. Диаметр теплопровода при тепловом расчете является заданным. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности теплопровода к окружающему воздуху представляет собой сумму двух слагаемых — коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$ и коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{к}}$:

$$\alpha = \alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}. \quad (10.6)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$ может быть подсчитан по формуле Стефана—Больцмана:

$$\alpha_{\text{л}} = C \frac{\left(\frac{t + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100}\right)^4}{t - t_0}, \quad (10.7)$$

где C — коэффициент излучения; t — температура излучающей поверхности, $^{\circ}\text{C}$.

Коэффициент излучения абсолютно черного тела, т.е. поверхности, которая поглощает все падающие на нее лучи и ничего не отражает, $C = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4) = 4,9 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$.

Коэффициент излучения «серых» тел, к которым относятся поверхности неизолированных трубопроводов, изоляционных конструкций и т.п., имеет значение $4,4—5,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4) = 3,8—4,3 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$. Коэффициент теплоотдачи от горизонтальной трубы к воздуху при естественной конвекции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, можно определить по формуле Нуссельта

$$\alpha_{\text{к}} = 1,16 \sqrt[4]{(t - t_0)/d}, \quad (10.8)$$

где d — наружный диаметр теплопровода, м; t , t_0 — температуры поверхности и окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$.

При вынужденной конвекции воздуха или ветра коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{к}} = 4,65 w^{0,7} / d^{0,3}, \quad (10.9)$$

где w — скорость воздуха, м/с.

Формула (10.9) действительна при $w > 1 \text{ м/с}$ и $d > 0,3 \text{ м}$.

Для вычисления коэффициента теплоотдачи по (10.7) и (10.8) необходимо знать температуру поверхности. Так как при определении тепловых потерь температура поверхности теплопровода обычно заранее неизвестна, задача решается методом последовательных приближений. Предварительно задаются коэффициентом теплоотдачи наружной поверхности теплопровода α , находят удельные потери q и температуру поверхности t , проверяют правильность принятого значения α .

При определении тепловых потерь изолированных теплопроводов проверочного расчета можно не проводить, так как термическое сопротивление поверхности изоляции невелико по сравнению с термическим сопротивлением ее слоя. Так, 100 %-ная ошибка при выборе коэффициента теплоотдачи поверхности приводит обычно к ошибке в определении теплотерь 3—5 %.

Для предварительного определения коэффициента теплоотдачи поверхности изолированного теплопровода, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, когда температура поверхности неизвестна, может быть рекомендована формула

$$\alpha = 11,6 + 7\sqrt{w}, \quad (10.10)$$

где w — скорость движения воздуха, м/с.

Коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубопровода весьма высоки, что определяет столь малые значения термического сопротивления внутренней поверхности трубопровода, которыми при практических расчетах можно пренебречь.

Термическое сопротивление слоя. Выражение для термического сопротивления однородного цилиндрического слоя легко

выводится из уравнения Фурье, которое имеет вид

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (10.11)$$

где λ — теплопроводность слоя; d_1, d_2 — внутренний и наружный диаметры слоя.

Для теплового расчета существенное значение имеют только слои с большим термическим сопротивлением. Такими слоями являются тепловая изоляция, стенка канала, массив грунта и т.п. По этим соображениям при тепловом расчете изолированных теплопроводов обычно не учитывается термическое сопротивление металлической стенки рабочей трубы.

Термическое сопротивление изоляционных конструкций надземных теплопроводов. В надземных теплопроводах между теплоносителем и наружным воздухом включены последовательно следующие термические сопротивления: внутренняя поверхность рабочей трубы, ее стенка, один или несколько слоев тепловой изоляции, наружная поверхность теплопровода.

Первыми двумя тепловыми сопротивлениями в практических расчетах обычно пренебрегают. При учете только двух последних термических сопротивлений тепловые потери надземного теплопровода определяются по формуле

$$q = \frac{\tau - t_0}{R_n + R_n}. \quad (10.12)$$

Если теплопровод не изолирован, то $R_n = 0$. В этом случае

$$q = (\tau - t_0) / R_n. \quad (10.13)$$

Иногда тепловую изоляцию выполняют многослойной, исходя из различных допустимых температур для применяемых изоляционных материалов или из экономических соображений с целью частичной замены дорогих материалов изоляции более дешевыми.

Термическое сопротивление многослойной изоляции равно арифметической сумме термических сопротивлений последовательно наложенных слоев: $R_n = R_{n1} + R_{n2} + \dots + R_{nin}$.

Термическое сопротивление цилиндрической изоляции увеличивается с увеличением отношения ее наружного диаметра к внутреннему. Поэтому в многослойной изоляции первые слои целесообразно укладывать из материала, имеющего более низкую теплопроводность, что приводит к наиболее эффективному использованию изоляционных материалов.

К такому же выводу приводит дифференциальный анализ термического сопротивления многослойной (например, двухслойной) изоляции.

Если изоляционная оболочка заданным наружным диаметром D_n выполнена из двух различных теплоизоляционных материалов с теплопроводностями λ_1 и λ_2 , то тепловое сопротивление такой изоляционной оболочки

$$R = \frac{1}{\pi \cdot 2\lambda_1} \ln \frac{D_1}{D_r} + \frac{1}{\pi \cdot 2\lambda_2} \ln \frac{D_n}{D_1}, \quad (10.14)$$

где D_r, D_1, D_n — наружные диаметры соответственно трубопровода, первого слоя изоляции, изоляционной оболочки.

Первая производная термического сопротивления по диаметру первого слоя

$$\frac{dR}{dD_1} = \frac{1}{2\pi D_1} \left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{\lambda_2} \right). \quad (10.15a)$$

Как видно из (10.15a), при $\lambda_1 < \lambda_2$ $dR/dD_1 > 0$.

Это значит, что при выполнении первого слоя изоляции из материала с более низкой теплопроводностью термическое сопротивление изоляционной конструкции увеличивается с ростом толщины этого слоя. Наоборот, при выполнении первого слоя из материала с более высокой теплопроводностью ($\lambda_1 > \lambda_2$) термическое сопротивление изоляционной конструкции снижается с ростом толщины первого слоя, так как в этом случае $dR/dD_1 < 0$.

При замене бесконечно малых величин конечными уравнение (10.15а) можно представить в следующем виде.

$$\Delta R = \frac{\Delta D_1}{D_1} \frac{1}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{\lambda_2} \right) \quad (10.15б)$$

Из (10.15б) следует, что при выполнении в двухслойной изоляции первого слоя из материала с более низкой теплопроводностью ($\lambda_1 < \lambda_2$) абсолютный прирост термического сопротивления изоляционной оболочки прямо пропорционален относительному увеличению диаметра первого слоя и разности обратных значений теплопроводности ($1/\lambda_1 - 1/\lambda_2$).

Температурное поле надземного теплопровода. Расчет температурного поля теплопровода проводится на основании уравнения теплового баланса. При этом исходят из условия, что при установившемся тепловом состоянии количество теплоты, протекающей от теплоносителя к концентрической цилиндрической поверхности, проходящей через любую точку поля, равно количеству теплоты, уходящей от этой концентрической поверхности к наружной среде.

Определим температуру поверхности изоляции. Количество теплоты, подведенной от теплоносителя к поверхности изоляции, равно количеству теплоты, отведенной от поверхности изоляции к наружному воздуху:

$$\frac{\tau - t_x}{R_{\text{и}}} = \frac{t_x - t_0}{R_{\text{н}}},$$

откуда

$$t_x = \frac{\tau / R_{\text{и}} + t_0 / R_{\text{н}}}{1 / R_{\text{и}} + 1 / R_{\text{н}}}. \quad (10.16)$$

Аналогично вычисляется температура любого промежуточного слоя изоляции. Определим температуру наружной поверхности первого слоя двухслойной тепловой

изоляция. Уравнение теплового баланса имеет вид

$$\frac{\tau - t_x}{R_{\text{и1}}} = \frac{t_x - t_0}{R_{\text{и2}} + R_{\text{н}}},$$

откуда

$$t_x = \frac{\tau / R_{\text{и1}} + t_0 / (R_{\text{и2}} + R_{\text{н}})}{1 / R_{\text{и1}} + 1 / (R_{\text{и2}} + R_{\text{н}})}, \quad (10.17)$$

где $R_{\text{и1}}$, $R_{\text{и2}}$ — термические сопротивления первого и второго слоев изоляции; $R_{\text{н}}$ — то же ее наружной поверхности.

Термическое сопротивление грунта. В подземных теплопроводах в качестве одного из последовательно включенных термических сопротивлений участвует сопротивление грунта.

При подсчете тепловых потерь за температуру окружающей среды t_0 принимают, как правило, естественную температуру грунта на глубине заложения оси теплопровода.

Только при малых глубинах заложения оси теплопровода ($h/d < 2$) за температуру окружающей среды принимают естественную температуру поверхности грунта.

Термическое сопротивление грунта может быть определено по формуле Форхгеймера (рис. 10.1)

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \left[2 \frac{h}{d} + \sqrt{\frac{4h^2}{d^2} - 1} \right], \quad (10.18)$$

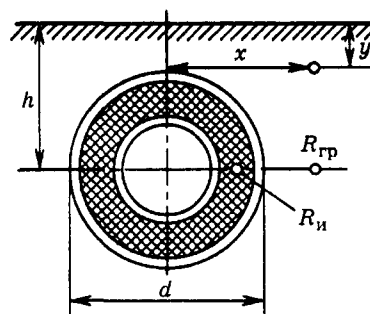


Рис. 10.1. Схема одитрубного бесканального теплопровода

где $\lambda_{гр}$ — теплопроводность грунта; h — глубина заложения оси теплопровода; d — диаметр теплопровода.

При укладке подземных теплопроводов в каналах, имеющих форму, отличную от цилиндрической, в (10.18) вместо диаметра подставляют эквивалентный диаметр

$$d = 4F/P, \quad (10.19)$$

где F — площадь сечения канала, m^2 ; P — периметр канала, m .

В тех случаях, когда $h/d > 2$, формулу Форхгеймера можно упростить, принимая с некоторым приближением радикал равным $2h/d$. При этом допущении

$$R_{гр} = \frac{\ln(4h/d)}{2\pi\lambda_{гр}}. \quad (10.20)$$

Теплопроводность грунта $\lambda_{гр}$ зависит главным образом от его влажности и температуры.

При температурах грунта $t_0 = 10\text{--}40^\circ C$ теплопроводность грунта средней влажности лежит в пределах $1,2\text{--}2,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ или $1,05\text{--}2,15 \text{ ккал/(м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ C)$.

При малой глубине заложения подземного теплопровода ($h/d < 2$) температура поверхности грунта над теплопроводом может существенно отличаться от естественной температуры поверхности грунта. Во избежание ошибок подсчет теплопотерь проводят по температуре наружного воздуха. В этом случае термическое сопротивление грунта (10.18) определяют не по действительной, а по приведенной глубине заложения оси теплопровода

$$h_{п} = h + h_{ф}, \quad (10.21)$$

где $h_{ф}$ — толщина фиктивного слоя грунта, m ; h — действительная глубина заложения оси теплопровода, m ;

$$h_{ф} = \lambda_{гр}/\alpha, \quad (10.22)$$

α — коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта.

Фиктивный слой имеет сопротивление, равное сопротивлению поверхности.

10.2. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

По характеру теплового расчета следует различать одно- и многотрубные подземные теплопроводы. В однетрубных теплопроводах все термические сопротивления включены последовательно. В многотрубных теплопроводах все термические сопротивления включены параллельно друг другу и последовательно к цепи канал — грунт.

Однетрубный теплопровод. При бесканальной прокладке термическое сопротивление теплопровода представляет собой сумму двух слагаемых — сопротивления слоя изоляции и сопротивления грунта (см. рис. 10.1):

$$R = R_{и} + R_{гр}. \quad (10.2)$$

При наличии воздушной прослойки между изолированным трубопроводом и стенкой канала термическое сопротивление теплопровода определяется как сумма последовательно соединенных сопротивлений (рис. 10.2):

$$R = R_{и} + R_{н} + R_{п.к} + R_{к} + R_{гр}, \quad (10.2)$$

где $R_{и}$, $R_{н}$, $R_{п.к}$, $R_{к}$, $R_{гр}$ — сопротивления соответственно слоя изоляции, наружной поверхности изоляции, внутренней поверхности канала, стенок канала, грунта.

Определим температуру воздуха в канале однетрубного теплопровода. Составим уравнение теплового баланса. Количест

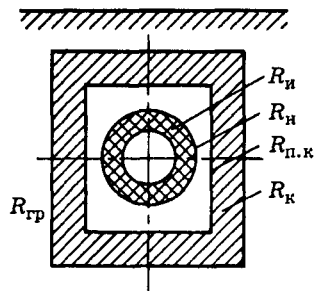


Рис. 10.2. Схема однетрубного теплопровода в канале

теплоты, подведенной от теплоносителя к каналу, равно количеству теплоты, отведенной из канала в грунт:

$$\frac{\tau - t_k}{R_n + R_{\text{н}}} = \frac{t_k - t_0}{R_{\text{пк}} + R_k + R_{\text{гр}}},$$

откуда

$$t_k = \frac{\frac{\tau}{R_n + R_{\text{н}}} + \frac{t_0}{R_{\text{пк}} + R_k + R_{\text{гр}}}}{\frac{1}{R_n + R_{\text{н}}} + \frac{1}{R_{\text{пк}} + R_k + R_{\text{гр}}}}, \quad (10.25)$$

где t_k — температура воздуха в канале.

При изменении температуры теплоносителя на dt температура в канале изменяется на dt_k .

Из (10.25) следует, что

$$\frac{dt_k}{d\tau} = \frac{1}{1 + \frac{R_n + R_{\text{н}}}{R_{\text{пк}} + R_k + R_{\text{гр}}}}. \quad (10.26)$$

Изменение температуры теплоносителя вызывает тем меньшее изменение температуры воздуха в канале, чем больше термическое сопротивление изоляционной конструкции ($R_n + R_{\text{н}}$) и чем меньше термическое сопротивление канала и грунта ($R_{\text{пк}} + R_k + R_{\text{гр}}$). При $(R_n + R_{\text{н}}) = \infty$ $dt_k = 0$; при $(R_n + R_{\text{н}}) = 0$ $dt_k = d\tau$.

Многотрубный теплопровод. Если несколько трубопроводов проложены в общем канале, то тепловой поток (тепловые потери) от каждого из них поступают в канал, а затем общий тепловой поток отводится через стенки канала и грунт в наружную среду.

Задача теплового расчета многотрубного теплопровода в канале сводится в первую очередь к нахождению температуры воздуха в канале. Зная температуру воздуха в канале, можно определить теплотерю каждого трубопровода по общим правилам теплового расчета трубопроводов, окруженных воздухом.

Температура воздуха в канале определяется по уравнению теплового баланса. При установившемся тепловом состоянии количество теплоты, подводимой от трубопроводов к воздушной прослойке канала, равно количеству теплоты, отводимой от воздушной прослойки через стенки канала и массив грунта в окружающую среду.

Выведем основные расчетные уравнения для многотрубного теплопровода в канале. В подземном канале проложено n трубопроводов, термические сопротивления изоляционной конструкции (слоя и наружной поверхности изоляции) каждого из теплопроводов соответственно равны $R_1, R_2, \dots, R_n$, а температуры теплоносителя в каждом из трубопроводов $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$.

Суммарное термическое сопротивление внутренней поверхности канала, стенок канала и грунта $R_{\text{к-0}} = R_{\text{пк}} + R_k + R_{\text{гр}}$.

Температура грунта на глубине заложения оси теплопровода равна t_0 . Обозначив искомую температуру воздуха в канале через t_k , напомним уравнение теплового баланса

$$\frac{\tau_1 - t_k}{R_1} + \frac{\tau_2 - t_k}{R_2} + \dots + \frac{\tau_n - t_k}{R_n} = \frac{t_k - t_0}{R_{\text{к-0}}}, \quad (10.27)$$

откуда температура воздуха в канале многотрубного теплопровода

$$t_k = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + \dots + \tau_n/R_n + t_0/R_{\text{к-0}}}{1/R_1 + 1/R_2 + \dots + 1/R_n + 1/R_{\text{к-0}}}. \quad (10.28)$$

Зная температуру воздуха в канале, легко найти теплотерю каждого трубопровода.

Изменение температуры любого теплоносителя (например, τ_1) на $d\tau_1$ вызывает изменение температуры в канале на

$$\frac{dt_k}{d\tau_1} = \frac{1}{1 + R_1 \left(\frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_{\text{к-0}}} \right)}. \quad (10.29)$$

Значение dt_k тем меньше, чем больше тепловое сопротивление R_1 и чем меньше тепловое сопротивление изоляционных конст-

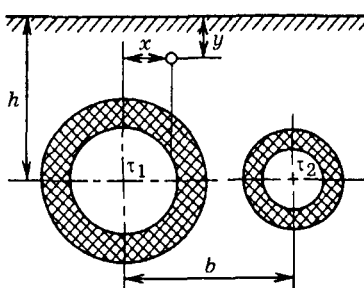


Рис. 10.3. Схема двухтрубного бесканального теплопровода

рукций остальных трубопроводов и канала. При $R_1 = \infty$ $dt_k = 0$; при $R_1 = \infty$ $dt_k = d\tau_1$.

Расчет теплопотерь многотрубного бесканального теплопровода может быть проведен по методу, разработанному Е.П. Шубиным [148, 149]. Взаимное влияние соседних труб учитывается условным дополнительным сопротивлением R_0 . При двухтрубном теплопроводе условное дополнительное сопротивление (рис. 10.3)

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + (2h/b)^2}, \quad (10.30)$$

где h — глубина заложения оси теплопровода от поверхности земли; b — расстояние по горизонтали между осями труб.

Теплопотери двухтрубного бесканального теплопровода рассчитываются по следующим формулам:

теплопотери первой трубы

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \quad (10.31)$$

теплопотери второй трубы

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}; \quad (10.32)$$

где τ_1 и τ_2 — температуры теплоносителя в первой и второй трубах; t_0 — естественная температура грунта на глубине оси теплопровода; R_1 — суммарное термическое сопротивление изоляции первой трубы и грунта: $R_1 = R_{и1} + R_{гр}$; R_2 — суммарное тер-

мическое сопротивление изоляции второй трубы и грунта: $R_2 = R_{и2} + R_{гр}$.

Температурное поле в грунте вокруг однотрубного бесканального теплопровода рассчитывается по формуле [148]

$$t = t_0 + (\tau - t_0) \frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}}{R}, \quad (10.33)$$

где t — температура любой точки грунта, удаленной на расстояние x от вертикальной плоскости, проходящей через ось теплопровода, и на расстояние y от поверхности грунта, °C (см. рис. 10.1); τ — температура теплоносителя, °C; R — суммарное термическое сопротивление тепловой изоляции и грунта.

Температурное поле в грунте вокруг двухтрубного бесканального теплопровода вычисляется по формуле [148]

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}, \quad (10.34)$$

где t — температура любой точки грунта, удаленной на расстояние x от вертикальной плоскости, проходящей через ось трубы с более высокой температурой теплоносителя (в двухтрубных водяных сетях — через ось подающей трубы), и на расстояние y от поверхности грунта, °C (см. рис. 10.3).

Расчет температурного поля в грунте вокруг теплопровода в канале с воздушным зазором может проводиться по (10.33). В этом случае под τ следует понимать температуру воздуха в канале, а под R — суммарное термическое сопротивление внутренней поверхности, стенок канала и грунта.

10.3. ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ И КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Тепловые потери сети слагаются из двух частей:

1) теплотерь участков трубопровода, не имеющих арматуры и фасонных частей, — линейные теплотерии;

2) теплотерь фасонных частей, арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д. — местные теплотерии.

Линейные тепловые потери теплопровода

$$Q_l = ql, \quad (10.35)$$

где q — удельные тепловые потери, Вт/м или ккал/(ч · м); l — длина теплопровода, м.

Тепловые потери отводов, гнутых компенсаторов и других деталей, периметр поперечного сечения которых близок к периметру трубопровода, подсчитываются по формулам для прямых труб круглого сечения. Тепловые потери фланцев, фасонных частей и арматуры определяются обычно в эквивалентных длинах трубы того же диаметра:

$$Q_m = ql_3, \quad (10.36)$$

где Q_m — местные теплотерии, Дж/с или ккал/ч; l_3 — эквивалентная длина трубы, м.

Тепловые потери от неизолированного вентиля или задвижки принимаются равными тепловым потерям изолированного трубопровода длиной 12—24 м того же диаметра при среднем качестве изоляции. Эквивалентную длину изолированного на 3/4 поверхности вентиля или задвижки в зависимости от диаметра трубопровода и температуры теплоносителя можно принимать равной 4—8 м изолированного трубопровода. Меньшие значения относятся к трубопроводу диаметром 100 мм и температуре теплоносителя 100 °С, большие — к трубопроводу диаметром 500 мм и температуре 400 °С.

Эквивалентную длину неизолированного фланца можно принимать равной 4—5 м изолированного трубопровода. Тепловые потери через неизолированные опорные

конструкции теплопровода (подвески, катки, скользящие опоры) оцениваются в размере 10—15 % линейных тепловых потерь.

Суммарные тепловые потери теплопровода определяются по формуле

$$Q = q(l + l_3) = ql(1 + \mu), \quad (10.37)$$

где Q — суммарные тепловые потери; $\mu = l_3/l$. Для предварительных расчетов теплотерь теплопроводов можно принимать $\mu = 0,2—0,3$.

Для оценки эффективности изоляционной конструкции часто пользуются показателем, называемым *коэффициентом эффективности изоляции*

$$\eta_n = (Q_r - Q_n)/Q_r = 1 - Q_n/Q_r, \quad (10.38)$$

где Q_r , Q_n — тепловые потери неизолированной и изолированной трубы.

Обычно коэффициент эффективности изоляционных конструкций теплопроводов $\eta_n = 0,85—0,95$.

10.4. ПАДЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ВЫПАДЕНИЕ КОНДЕНСАТА

В процессе движения по теплопроводу зитальный теплоносителя уменьшается. Вследствие этого происходит снижение температуры теплоносителя вдоль теплопровода, а при транспортировке насыщенного пара выпадает конденсат. При коротких теплопроводах, когда ожидаемое падение температуры не превышает 3—4 % значения температуры в начале участка, расчет может проводиться в предположении постоянства удельных тепловых потерь.

Уравнение теплового баланса в этом случае имеет вид

$$Gc_p(\tau_1 - \tau_2) = ql(1 + \mu), \quad (10.39)$$

где G — расход теплоносителя на участке; c_p — теплоемкость теплоносителя; τ_1 и τ_2 — температура теплоносителя в начале и конце участка, °С; l — длина участка, м; q —

удельные линейные тепловые потери; μ — коэффициент местных потерь теплоты.

Из (10.39) следует

$$\tau_2 = \tau_1 - ql(1 + \mu)/(Gc_p). \quad (10.40)$$

При транспорте перегретого пара, когда наряду с тепловыми потерями имеют место значительные потери давления, можно пользоваться более точным методом.

По известному давлению p_2 в конце участка и найденной из теплового баланса энтальпии

$$h_2 = h_1 - ql(1 + \mu)/G \quad (10.41)$$

с помощью таблиц или диаграмм водяного пара легко определить температуру τ_2 .

При длинных и слабоизолированных участках паропровода или малых расходах теплоносителя, когда ожидаемое падение температуры значительно, необходимо учитывать изменение удельных тепловых потерь по длине участка.

Рассмотрим паропровод перегретого пара длиной l . Температура пара в начале паропровода равна τ_1 , а в конце τ_2 . Окружающая среда имеет температуру t_0 . Термическое сопротивление изоляционной конструкции паропровода равно R . Выделим из паропровода участок бесконечно малой длины ∂l . Обозначим среднюю температуру пара на этом бесконечно малом участке через τ , а падение температуры пара на этом участке — через $\partial \tau$. Расход пара по паропроводу равен G . Составим уравнение теплового баланса для рассматриваемого бесконечно малого участка ∂l с учетом местных потерь

$$\frac{\tau - t_0}{R} (1 + \mu) \partial l = - Gc_p \partial \tau,$$

или

$$\frac{\partial \tau}{\tau - t_0} = \frac{(1 + \mu) \partial l}{RGc_p}. \quad (10.42)$$

Проинтегрировав (10.42) в пределах изменения температуры от τ_1 до τ_2 и изменения длины паропровода от 0 до l , получим

$$\ln \frac{\tau_1 - t_0}{\tau_2 - t_0} = \frac{l(1 + \mu)}{RGc_p}. \quad (10.43)$$

Разрешая (10.43) относительно τ_2 , получаем

$$\tau_2 = t_0 + \frac{\tau_1 - t_0}{\frac{l(1 + \mu)}{RGc_p}}. \quad (10.44)$$

Полученная формула (10.44), строго говоря, справедлива при изобарном процессе течения, так как при ее выводе не учитывалось падение температуры пара в паропроводе из-за падения давления.

Снижение температуры пара, вызываемое падением давления, можно определить по формуле

$$\Delta \tau_d = \frac{\partial t}{\partial p} \Delta p, \quad (10.45)$$

где $\partial t / \partial p$ — дифференциальный дроссель-эффект, К/Па; Δp — падение давления пара, Па.

Значение $\partial t / \partial p$ зависит от начальных параметров пара. При давлении $p_1 = 0,5$ —1,5 МПа и температуре перегрева $\tau_1 = 300$ —350 °С дифференциальный дроссель-эффект водяного пара $\partial t / \partial p = (12$ —14) 10^{-6} К/Па; вблизи кривой насыщения $\partial t / \partial p = (25$ —30) 10^{-6} К/Па.

Действительная температура пара в конце паропровода

$$\tau_{d2} = \tau_2 - \Delta \tau_d, \quad (10.46)$$

где τ_2 — температура пара в конце паропровода при изобарном течении, определяемая по формуле (10.44).

С помощью (10.44)—(10.46) можно найти длину паропровода, на которой пар теряет свой перегрев. Для точного расчета этой длины необходимо знать не только закон падения температуры вдоль паропровода,

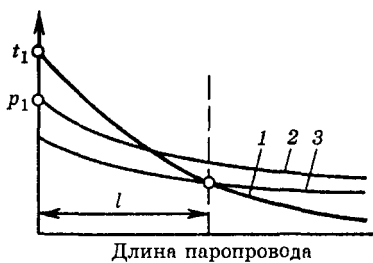


Рис. 10.4. Графический расчет точки насыщения
1 — изменение температуры пара; 2 — изменение давления пара; 3 — изменение температуры насыщения

но и закон падения давления. Последний определяется по (5.40). Задача решается графически (рис.10.4). Построив по (10.44)—(10.46) кривую изменения температуры пара по длине паропровода l , а по (5.40) — кривую изменения давления пара по длине паропровода 2 и кривую температур насыщения 3, соответствующую кривой давления 2, легко найти расстояние точки насыщения от начала паропровода как абсциссу точки пересечения кривых 1 и 3.

Количество конденсата, выпадающего на участке паропровода при транспортировке насыщенного пара,

$$G_k = \frac{ql(1 + \mu)}{r}, \quad (10.47)$$

где q — удельные линейные тепловые потери; l — длина участка; r — скрытая теплота парообразования.

При прекращении циркуляции теплоносителя в подземных водяных теплопроводах возникает неустановившийся тепловой процесс, при котором температура теплоносителя (воды), а также температура воздуха в канале постепенно снижаются по экспоненте, стремясь в пределе к температуре окружающей среды, которой в данном случае служит естественная температура грунта.

Пренебрегая массовыми теплоемкостями тепловой изоляции и стальной трубы, которые, как правило, значительно меньше массовой теплоемкости воды, можно определить температуру воздуха в канале подземного теплопровода через

время z , с (ч), после прекращения циркуляции по формуле

$$t_k = \frac{\frac{\tau_{n1}}{R_1 e^{z/(R_1 G_1 c_p)}} + \frac{\tau_{n2}}{R_2 e^{z/(R_2 G_2 c_p)}} + \dots}{\frac{1}{R_1 e^{z/(R_1 G_1 c_p)}} + \frac{1}{R_2 e^{z/(R_2 G_2 c_p)}} + \dots} \rightarrow \dots + \frac{\tau_{nn}}{R_n e^{z/(R_n G_n c_p)}} + \frac{t_{гр}}{R_{к-0}} \rightarrow \frac{1}{\dots + \frac{1}{R_n e^{z/(R_n G_n c_p)}} + \frac{1}{R_{к-0}}}, \quad (10.48)$$

где $\tau_{n1}, \tau_{n2}, \dots, \tau_{nn}$ — температура теплоносителя в трубопроводах 1, 2, ..., n в момент прекращения циркуляции, °С; $R_1, R_2, \dots, R_n$ — термические сопротивления изоляционной конструкции трубопроводов 1, 2, ..., n , К·м/Вт или °С·м·ч/ккал; $R_{к-0}$ — термическое сопротивление канала и грунта, К·м/Вт или °С·м·ч/ккал; $G_1, G_2, \dots, G_n$ — масса теплоносителя в трубопроводах 1, 2, ..., n на единицу их длины, кг/м; c_p — теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К) или ккал/(кг·°С).

Температура теплоносителя в любом из трубопроводов, например в трубопроводе 1, через время z , с, (ч) после прекращения циркуляции определяется по формуле

$$\tau_{k1} = t_{к.ср} + \frac{\tau_{n1} - t_{к.ср}}{e^{z/(R_1 G_1 c_p)}}, \quad (10.49)$$

где $t_{к.ср}$ — средняя температура воздуха в канале за период времени z , ее можно упрощенно находить по формуле $t_{к.ср} = 0.5(t_{кн} \pm t_k)$; $t_{кн}$ — температура воздуха в канале в момент прекращения циркуляции; t_k — то же через время z после прекращения циркуляции.

При надземной прокладке теплопроводов

$$\tau_k = t_b + \frac{\tau_n - t_b}{e^{z/(RG_c)}}, \quad (10.50)$$

где t_b — температура окружающего воздуха; τ_n — температура теплоносителя в момент прекращения циркуляции.

Комплекс $RG_c = \beta$ измеряется в секундах или часах и представляет собой по существу ко-

коэффициент тепловой аккумуляции теплопровода, аналогичный коэффициенту тепловой аккумуляции зданий (см. § 8.6).

$$\text{Как следует из (10.50), } \beta = z \frac{\tau_n - t_b}{\tau_k - t_b} = e,$$

т.е. коэффициент тепловой аккумуляции теплопровода равен интервалу времени z , в течение которого при прекращении циркуляции теплоносителя температурный напор $(\tau - t_b)$ изменяется в e раз.

10.5. ВЫБОР ТОЛЩИНЫ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ

Выбор толщины изоляции определяется техническими и технико-экономическими соображениями.

Основные технические соображения, которыми руководствуются при выборе толщины изоляции, заключаются в следующем:

1) обеспечение заданной температуры теплоносителя в отдельных точках тепловой сети. Это условие особенно важно для паропроводов в тех случаях, когда должна быть гарантирована подача перегретого пара отдельным абонентам;

2) выдерживание нормированных экономически обоснованных тепловпотерь;

3) непревышение заданной температуры поверхности изоляции; при прокладке теплопровода в рабочих помещениях или в проходных каналах по условиям безопасности предельная температура поверхности должна составлять 40 °С. В некоторых случаях предельная температура поверхности выбирается из условия защиты от разрушения наружной оболочки изоляции.

На основании технических требований определяется предельная минимальная толщина тепловой изоляции. Вопрос о целесообразности увеличения толщины и повышения эффективности тепловой изоляции решается технико-экономическим расчетом.

Термическое сопротивление изоляционной конструкции трубопровода

$$R = R_{\text{сл}} + R_{\text{п}} = \frac{1}{\pi \cdot 2\lambda} \ln \frac{D_n}{D_r} + \frac{1}{\pi \alpha D_n}. \quad (10.51)$$

При увеличении наружного диаметра изоляционной оболочки D_n термическое сопротивление слоя $R_{\text{сл}}$ возрастает, а термическое сопротивление поверхности изоляции $R_{\text{п}}$ снижается. При некотором значении наружного диаметра изоляции, называемом критическим D_{n*} , термическое сопротивление изоляционной оболочки минимально.

Это значение критического диаметра D_{n*} , определяемое из условия $dR/dD_n = 0$, находится по формуле

$$D_{n*} = 2\lambda/\alpha. \quad (10.52)$$

Зависимость $R = f(D_n)$ при $D_r = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$ и $\alpha = \text{const}$ показана на рис. 10.5.

При $D_n < D_{n*}$ увеличение толщины тепловой изоляции от D_n до D_{n*} дает отрицательный эффект, так как при этом тепловые потери возрастают.

В диапазоне характерных для тепловых сетей значений $\lambda = 0,04\text{—}0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ и $\alpha = 6\text{—}15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ $D_{n*} = 0,07\text{—}0,003 \text{ м}$.

Как правило, диаметры трубопроводов, применяемых в тепловых сетях, $D_n > D_{n*}$,

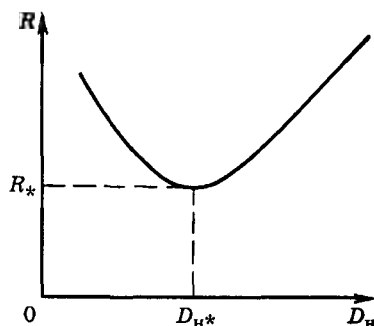


Рис. 10.5. Зависимость термического сопротивления от наружного диаметра изоляционной оболочки

$$R = f(D_n), D_r = \text{const}, \lambda = \text{const}, \alpha = \text{const}$$

в этих условиях увеличение толщины тепловой изоляции всегда приводит к снижению тепловых потерь.

Контрольные вопросы и задания

1. Приведите уравнение, описывающее основную зависимость между удельными теплопотерями, температурным напором и термическим сопротивлением.
2. В каком порядке рационально уложить на наружную поверхность трубопровода двухслойную изоляцию с разными коэффициентами теплопроводности слоев? Приведите расчетное уравнение, определяющее оптимальное решение
3. Приведите формулу Форхгеймера для расчета термического сопротивления грунта. Объясните значения и размерности входящих в нее величин.
4. При каких значениях теплового сопротивления канала и грунта изменение температуры теплоносителя в однетрубном подземном теплопроводе вызывает такое же изменение температуры воздуха в канале?

5. При каких значениях теплового сопротивления изоляционной конструкции трубопровода изменение температуры теплоносителя не влияет на температуру воздуха в канале? Приведите расчетное уравнение, обосновывающее ваш ответ.
6. Приведите формулу для расчета температуры воздуха в канале многотрубного теплопровода.
7. В чем состоит метод расчета теплопотерь двухтрубного бесканального теплопровода? Приведите формулу Шубина и объясните значения входящих в нее величин
8. Приведите зависимость температуры перегретого пара в конце длинного теплопровода от температуры пара в начале, массового расхода пара и теплового сопротивления изоляционной конструкции. На основе каких уравнений получена расчетная формула для решения этой задачи?
9. В чем состоит метод определения температуры сетевой воды в надземном теплопроводе через любое время после прекращения циркуляции? Приведите расчетное уравнение для решения этой задачи

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

11.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЪЕКТА ЭКСПЛУАТАЦИИ

Тепловые сети от современных ТЭЦ и мощных котельных представляют собой сложные протяженные и разветвленные гидравлические системы, содержащие протяженные трубопроводы разного диаметра, большое число насосов, емкостей и других устройств, необходимых для передачи тепловой энергии с помощью теплоносителя — сетевой воды или пара от источников теплоты потребителям.

Современное развитие систем централизованного теплоснабжения в России характеризуется следующими тенденциями:

- ростом количества источников теплоты, работающих в единой системе теплоснабжения городов;

- усложнением структуры теплового потребления в связи с увеличением помимо традиционных нагрузок отопления и горячего водоснабжения тепловых нагрузок вентиляции и кондиционирования воздуха, а также разнообразных технологических нагрузок;

- увеличением числа потребителей, для которых практически недопустимы перемены в подаче теплоты: промышленных предприятий, не допускающих прерывания технологических процессов; лечебных учреждений; высококлассных гостиниц т.п.;

- снижением конкурентоспособности централизованного теплоснабжения в сравнении с другими способами обеспечения тепловой энергией (децентрализованным,

газовым, с использованием вторичных энергоресурсов и др.).

Более чем 75-летний опыт развития теплофикации и централизованного теплоснабжения в России¹, а также опыт других стран, где широко используются системы централизованного теплоснабжения, показывает, что существуют две основные причины нарушений при централизованном теплоснабжении:

- повреждение теплопроводов;
- внезапная потеря значительной мощности источников теплоты.

Пониженная надежность действующих тепловых сетей в системах транспортировки и распределения теплоты объясняется условиями их сооружения и эксплуатации:

- сложностью выполнения строительномонтажных работ в неблагоприятных грунтовых и климатических условиях;

- невозможностью постоянного визуального контроля состояния тепловой сети в процессе эксплуатации;

- неблагоприятными внешними условиями, способствующими наружной коррозии подземных теплопроводов в диапазоне коррозионно-опасных при высокой влажности температур (70—90 °С);

- участием в проектировании и сооружении тепловых сетей неспециализированных, а следовательно, недостаточно квалифицированных проектных и строитель-

¹ Первый теплопровод общего пользования был введен в эксплуатацию от ГЭС-3 Ленинграда в бывшем Ленинграде (Санкт-Петербурге) 25 ноября 1924 г

монтажных организаций, что нередко носило массовый характер, особенно при строительстве распределительных сетей;

сооружением тепловых сетей из стальных труб общего назначения, часто не удовлетворявших требованиям эксплуатации тепловых сетей по качеству металла и стального листа, из которых изготавливались трубы (в России до настоящего времени отсутствуют ГОСТ и ТУ на трубы, предназначенные специально для тепловых сетей);

отсутствием промышленного производства теплопроводов полной заводской готовности, конструкция которых обеспечивает защиту стальных труб от коррозии при неблагоприятных внешних условиях, а тепловая изоляция — низкие потери теплоты;

интенсификацией коррозионных процессов внутренних поверхностей труб вследствие несоблюдения качества сетевой воды из-за нарушений водно-химических режимов систем теплоснабжения, связанных с режимами водоподготовительных установок ТЭЦ (котельных); неудовлетворительной эксплуатацией теплоиспользующих установок и систем, принадлежащих потребителям тепла (подсос воздуха, перетоки водопроводной необработанной воды в сетевую воду через неплотности в абонентских теплообменниках и т.п.);

слабой оснащенностью систем транспортировки и распределения теплоты (тепловых сетей) средствами дистанционного контроля и управления и связанными с этим более сложными условиями эксплуатации, в том числе при ликвидации возможных нарушений в работе сетей.

11.2. ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В период планового развития экономики страны с распределением большинства ресурсов для народного хозяйства из центра (бывшим Госпланом СССР) основным направлением в развитии теплоснабжающих систем в крупных и средних городах было признано направление, связанное с кон-

центрацией энергетических мощностей на крупных источниках тепловой энергии (на ТЭЦ, в промышленных и районных котельных). Это давало существенное снижение удельных (на единицу установленной мощности) капиталовложений в источники энергии. В результате в России были созданы крупнейшие в мире теплофикационные системы, в которых источниками энергии служат ТЭЦ электрической мощностью до 1500 МВт и тепловой мощностью до 5000 Гкал/ч. Однако рост единичных мощностей ТЭЦ потребовал увеличения диаметров тепловых сетей (до 1400 мм) и радиуса их действия (до 50 км).

В результате таких организационно-технических решений возникли проблемы, связанные с необходимостью повышения надежности и качества теплоснабжения потребителей теплоты, получающих ее из этих систем.

Технический уровень надежности систем централизованного теплоснабжения (СЦТ) должен закладываться еще на стадии их разработки и проектирования и затем реализовываться при эксплуатации.

Оборудование систем централизованного теплоснабжения и их схемы должны выбираться из условий обеспечения бесперебойного теплоснабжения потребителей. Ущерб при нарушениях нормального теплоснабжения могут значительно превысить экономию капитальных затрат в случае отказа от резервирования теплоснабжения или мероприятий, обеспечивающих оперативное балансирование производства и потребления теплоты. Это связано с использованием аккумуляторов теплоты различного типа, а также аккумулирующей способности отапливаемых зданий.

При исчислении затрат, связанных с авариями в СЦТ, необходимо учитывать не только стоимость ремонта поврежденного оборудования, но и затраты на возмещение ущерба потребителей, вызванного перерывом в подаче теплоты, а также отклонением параметров теплоносителя от дого-

ворных значений, т.е. нарушением качества теплоснабжения.

Если затраты на компенсацию ущерба велики, то затраты на повышение надежности (резервирование и т.п.) могут быть оправданы. При этом необходимо тщательно анализировать сложившуюся ситуацию. Дополнительные затраты на резервирование могут повлечь за собой рост тарифов на тепловую энергию, а существенное повышение тарифов на теплоснабжение может вынудить потребителей отказаться от услуг энергоснабжающей организации по теплоснабжению: потребители могут при наличии возможности присоединиться к другому источнику либо построить собственные источники теплоты (в том числе собственную мини-ТЭЦ), если это решение для них будет экономически более целесообразным. Поэтому вопросы нормирования и расчета надежности СЦТ требуют экономически оправданного решения [1256].

Для решения задач по расчету надежности теплоснабжения необходимо четко сформулировать общие понятия и определения свойств надежности СЦТ и ее основных частей, опираясь на действующий ГОСТ 27.002-83 «Надежность в технике. Термины и определения». Госкомитет СССР по стандартам. 1983 (стандарт РФ пока не разработан).

В общем случае СЦТ состоит из следующих частей:

источника или источников для выработки теплоты (ИТ);

магистральных тепловых сетей с насосными (реже дроссельными) подстанциями для транспортировки тепловой энергии от источников теплоты до крупных жилых массивов, административно-общественных центров, промпредприятий и др.;

распределительных тепловых сетей с ЦТП или РТП либо без них для распределения теплоты и подачи ее потребителям;

Примечание. Определение понятия «качество тепловой энергии» см. в разд. 11.3.

теплоиспользующих установок с индивидуальными тепловыми пунктами (ИТП), в которых осуществляется конечное использование тепловой энергии для удовлетворения нужд потребителей.

Каждая из указанных частей СЦТ представляет собой достаточно сложное инженерное сооружение. Эти части проектируются, строятся и эксплуатируются экономически самостоятельными предприятиями, которые сами определяют техническую и экономическую политику, согласовывая свои действия на границах эксплуатационной ответственности. В таких условиях целесообразно установить для каждой части СЦТ индивидуальные показатели и нормативы надежности. Следовательно, показатели надежности СЦТ в целом должны учитывать показатели надежности отдельных частей всей системы.

Прежде чем сформулировать (определить) эти показатели, необходимо дать определение понятию надежности применительно к СЦТ в целом и ее составным частям в отдельности.

Под надежностью СЦТ в целом и каждой из частей этой СЦТ (источника теплоты, магистральных и распределительных сетей, теплоиспользующих установок) следует понимать способность СЦТ и каждой ее части обеспечивать в течение заданного времени и в заданных количествах подачу теплоты (теплоносителя с заданными параметрами) в заданных режимах при условии выполнения эксплуатационного обслуживания, включая ремонтные всех элементов каждой из частей СЦТ согласно утвержденному регламенту.

Надежность является сложным свойством, состоящим из более простых свойств, таких как *безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость* [1].

В качестве показателей надежности для каждой части СЦТ должны быть установлены показатели (параметры), которые могут быть легко определены и зафиксированы с помощью приборов на границах эксплуа-

тационной ответственности при передаче тепловой энергии (теплоносителя) от источников теплоты до отопительных приборов в отапливаемых помещениях и водоразборных кранов в системах горячего водоснабжения либо до технологических теплоиспользующих установок и аппаратов.

Рассматривая СЦТ и ее составные части под углом зрения формулировок ГОСТ 27.002-83 «Надежность в технике. Термины и определения», можно видеть, что ни СЦТ в целом, ни одна из ее составных частей с момента их создания практически не прекращают работать, а повреждение или отказ одного элемента в любой части системы (например, повреждение на одном из котлов на источнике теплоты либо одного из участков тепловой сети и др.) не приводит к полному нарушению работоспособного состояния этой части СЦТ (источника теплоты или тепловой сети). Поэтому указанное свойство СЦТ должно учитываться при определении показателей надежности.

Поскольку одно из основных назначений СЦТ обеспечивать тепловой комфорт в жилых, общественно-административных и промышленных зданиях, т.е. поддерживать нормируемые санитарными правилами и СНиП значения внутренней температуры в отапливаемых помещениях и температуры горячей воды для бытовых и коммунальных нужд, то в качестве показателей надежности для систем теплоснабжения, вероятно, следует принять:

1) допустимые границы отклонений от нормы температуры воздуха внутри отапливаемых помещений и температуры горячей воды в системе централизованного горячего водоснабжения;

2) допустимую продолжительность указанных отклонений в интервале времени, когда имеет место нарушение в работе одной (или нескольких) частей СЦТ;

3) допустимую суммарную продолжительность таких нарушений в работе теплоснабжающих установок и других частей

СЦТ в течение заданного периода (например, года).

Учитывая, что отмеченные показатели надежности систем теплоснабжения касаются здоровья человека (а не технологического оборудования СЦТ: котлов, насосов и др.), эти показатели должны быть определены и сформулированы врачами-гигиенистами.

Для расчета времени, в течение которого температура внутри отапливаемого помещения может понизиться до нормируемого врачами-гигиенистами минимального уровня, являющегося одним из показателей надежности теплоснабжения на уровне потребителя (здания), можно использовать зависимости, предложенные в [101]:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{н}} + \frac{Q_0}{q_0 V} + \frac{t'_{\text{в}} - t_{\text{н}} - \frac{Q_0}{q_0 V}}{e^{\varepsilon/\beta}}, \quad (11.1)$$

где $t_{\text{в}}$ — внутренняя температура, которая установится в помещении через время (τ) z после нарушения нормального теплового режима, °C; $t'_{\text{в}}$ — внутренняя температура, которая была в помещении в момент нарушения нормального теплового режима, °C; $t_{\text{н}}$ — средняя температура наружного воздуха за период нарушения теплового режима, т.е. за время (τ) z , °C; Q_0 — подача теплоты в помещение, Дж/ч; $q_0 V$ — удельные расчетные теплотопотери здания Дж/(ч · °C); $e = 2,72$ — основание натурального логарифма; β — коэффициент аккумуляции здания, ч.

Для конкретных зданий коэффициент аккумуляции является стабильной величиной. Он может быть найден либо расчетным путем с определением массы ограждающих конструкций зданий и их теплоемкости, либо экспериментально кратковременного искусственного нарушения теплового режима здания (увеличения или снижения подачи теплоты и как следствие повышения или понижения внутренней температуры), а затем определения времени, в течение которого

температура воздуха внутри отапливаемого помещения достигнет нормативных значений. На основе результатов такого эксперимента коэффициент аккумуляции здания вычисляется по формуле [101]

$$\beta = \frac{z}{\ln \frac{t'_B - t_H - Q_0/q_0 V}{t_B - t'_H - Q_0/q_0 V}}, \quad (11.2)$$

где z — время выхода внутренней температуры здания на нормальный режим, ч; t_B , t'_B — нормальная и нарушенная температура, °С.

При известных показателях надежности, отражающих требования врачей-гигиенистов, используя данные об аккумулирующей способности здания β и тепловые характеристики отопительных установок [101], нетрудно найти допустимые продолжительность и глубину отклонений параметров теплоносителя (температуры сетевой воды в подающем трубопроводе) и расход теплоносителя в системе теплоснабжения (в том числе и при нулевом расходе, т.е. при полном прекращении подачи теплоты).

Таким образом, показатели надежности теплоснабжения на уровне потребителей теплоты будут учитывать требования врачей-гигиенистов, аккумулирующую способность отапливаемых зданий и схемные особенности теплоснабжающих систем с позиции устойчивости работы последних при существенных изменениях расходов и параметров теплоносителя.

В качестве показателей надежности при проектировании СЦТ могут быть использованы продолжительность времени полного прекращения подачи теплоносителя потребителю при расчетной температуре наружного воздуха, в течение которого температура внутри отапливаемых помещений понизится до минимально допустимого значения, нормируемого врачами-гигиенистами, а также суммарная продолжительность таких ограничений в течение года.

Бесперебойность подачи теплоносителя и допустимые границы отклонения параметров (давления, температуры) и расхода теплоносителя на ИТП потребителя должны определяться для каждого отапливаемого здания отдельно в зависимости от его назначения и аккумулирующей способности ограждающих конструкций при наиболее неблагоприятных режимах работы СЦТ.

Целесообразно в процессе эксплуатации создавать банк данных по теплотехническим характеристикам отапливаемых зданий, в том числе коэффициентов аккумуляции. Знание указанных коэффициентов аккумуляции очень важно при решении многих задач, таких как разработка маневренных режимов ТЭЦ и котельных, прогнозирование динамики изменения внутренней температуры отапливаемых зданий при изменении параметров теплоносителя в тепловой сети, и других аналогичных расчетов нестационарных режимов работы систем теплоснабжения.

Приведенные показатели являются исходными для проектирования тепловых сетей (сначала распределительных, а затем магистральных) и формирования показателей надежности источников теплоты.

Обеспечение требуемых температур воздуха внутри отапливаемых помещений и температур горячей воды у потребителей по большому счету зависит от трех факторов:

наличия в любой момент времени требуемого количества и качества теплоносителя на вводе теплоиспользующих установок;

исправного состояния теплоиспользующих установок, теплообменных аппаратов и т.п.;

эффективности теплоизолирующих строительных материалов и конструкций, применяемых при сооружении зданий (окон, стен, крыш, входных дверей и т.д.) и их технического состояния.

Требуемые температуры воздуха внутри отапливаемых помещений и горячей воды у потребителей обеспечиваются как энергоснабжающими организациями (поставщиками теплоты), так и потребителями. При этом энергоснабжающие организации должны обеспечить выполнение только первого требования, а потребители — остальных.

Действительно, если в отапливаемом здании разбиты окна, двери, то ни о какой нормальной температуре внутри помещений речи быть не может. То же можно сказать о состоянии поверхностей нагрева теплоиспользующих установок: если они находятся в неудовлетворительном состоянии, то невозможно обеспечить передачу теплоты от теплоносителя в отапливаемые помещения, в системы централизованного горячего водоснабжения, технологические установки и т.п.

Проблемы, связанные с потребительскими установками, изучаются в отдельных курсах по строительной и технологическим специальностям. Поэтому ниже вопросы надежности теплоснабжения будут рассмотрены с позиций поставщиков теплоты.

Показатели надежности источников теплоты — это особая весьма сложная проблема, которая также исследуется отдельно в рамках курса по изучению ТЭЦ, котельных и других источников теплоты.

Надежность тепловых сетей. Учитывая, что наиболее уязвимая часть СЦТ водяные тепловые сети, рассмотрим основные свойства, определяющие надежность прежде всего этой части СЦТ.

Под надежностью тепловых сетей понимается их способность обеспечивать потребителей требуемым количеством теплоносителя при заданном его качестве, оставаясь в течение заданного срока (25—30 лет) в полностью работоспособном состоянии при сохранении заданных на стадии проектирования технико-экономических показателей (значений абсолютных и удельных потерь теплоты, удельной пропускной спо-

собности, расхода электроэнергии на перекачку и др.).

Как уже отмечалось, в технике свойства надежности регламентированы ГОСТ 27.002-83 «Надежность в технике. Термины и определения». К этим свойствам относятся: безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость.

1. Безотказность. Под безотказностью тепловых сетей понимается их способность сохранять рабочее состояние в течение заданного нормативного срока службы. Количественным показателем выполнения этого свойства может служить параметр потока отказов λ , определяемый как число отказов за год, отнесенное к единице (1 км) протяженности теплопроводов.

Значение этого показателя зависит от конструкции теплопровода, качества металла и толщины стенки трубы, качества антикоррозионных покрытий и теплогидроизоляционных материалов, качества и срока эксплуатации теплопроводов, условий их укладки и др. С увеличением срока эксплуатации значение параметра потока отказов, как правило, возрастает. Однако в [1] не учитывается динамика изменения параметра потока отказов во времени, т.е. старение тепловых сетей.

В качестве одной из возможных зависимостей, описывающих динамику изменения потока отказов по времени действия теплопровода, может быть использовано уравнение, предложенное в [125а]:

$$\lambda = 1 - \frac{1}{e^{\frac{t-t_0}{t_k}}}, \quad (11.3)$$

где t — срок действия теплопровода, отсчитанный от года ввода в работу, годы; t_0 — наработка на первый отказ, год; t_k — число лет после первого отказа, за которые поток отказов достигнет значения $\lambda - 1 - 1/e = 0,63$ 1/(км · год).

Параметры t_0 и t_k характеризуют надежность данной конструкции теплопровода при заданных условиях его сооружения. С увеличением t_0 и t_k снижается значение λ и замедляется темп роста потока отказов.

Если по статистическим эксплуатационным данным известны значения t_0 и λ за произвольно выбранный год t , то параметр t_k может быть найден расчетным путем по формуле

$$t_k = \frac{t - t_0}{\ln[1/(1 - \lambda)]}. \quad (11.4)$$

Преимущество предлагаемого решения заключается в возможности получения общей закономерности динамики отказов конкретных конструкций теплопроводов на основе статистической обработки эксплуатационных материалов или экспериментальных данных, полученных экспресс-методом путем искусственного форсирования коррозионного процесса.

Для получения объективной количественной характеристики надежности новых конструкций теплопроводов в различных грунтовых и других условиях их сооружения, вероятно, целесообразно создать сертификационные центры с соответствующей научной и экспериментальной базой, где экспресс-методом в ужесточенных коррозионных условиях будут определяться основные параметры t_0 и t_k для новых конструкций теплопроводов.

Вычисление характеристик надежности действующих и новых конструкций теплопроводов на основе экспертных оценок должно рассматриваться как временное вынужденное решение до создания соответствующих банков данных и организации работы сертификационных центров.

В условиях рыночной экономики сертификационные центры могут работать по договорам с научно-исследовательскими, проектно-конструкторскими, строительными

и эксплуатационными предприятиями и организациями на основе самоокупаемости.

В качестве показателя безотказности может быть также использована **вероятность безотказной работы**, как величина, однозначно связанная с параметром потока отказов.

2. Долговечность. Под долговечностью участков тепловых сетей понимается свойство сохранять работоспособность до наступления предельного состояния, когда дальнейшее их использование недопустимо или экономически нецелесообразно.

По мере старения действующего теплопровода и выработки заложенного в нем рабочего ресурса растут ежегодный поток отказов и ежегодные затраты на их устранение.

Экономически целесообразный срок действия теплопровода с учетом фактора надежности может быть найден из условия, что годовые расчетные затраты при сооружении нового теплопровода равны или меньше ежегодных затрат на ликвидацию отказов действующего теплопровода [125а].

Математическое описание этого условия имеет следующий вид:

$$(E_n + f)k_n \leq \lambda y, \quad (11.5)$$

где k_n — удельные начальные затраты на сооружение нового теплопровода, руб/км; E_n — нормативный коэффициент отчислений, принимаемый равным 0,12 1/год; f — доля ежегодных отчислений на амортизацию, текущий ремонт и общесетевые расходы, равная 0,075 1/год; y — затраты на ликвидацию одного отказа с учетом расхода на компенсацию ущерба от нарушения теплоснабжения, руб/отказ.

На основе зависимости (11.5) может быть найдено значение предельного потока отказов $\lambda_{\text{пред}}$ 1/(км · год), при котором экономически целесообразно сооружение нового теплопровода:

$$\lambda_{\text{пред}} \geq (E_n + f) \frac{k_n}{y}. \quad (11.6)$$

Как следует из (11.6), рост удельных начальных затрат на сооружение нового теплопровода k_n , а также снижение удельных затрат u на ликвидацию отказов приводит к увеличению значения предельного потока отказов $\lambda_{пред}$, при котором еще целесообразно эксплуатировать действующий теплопровод, и, следовательно, увеличивается экономически оправданный срок эксплуатации теплопровода.

Из приведенных данных следует, что экономически целесообразный срок эксплуатации теплопровода зависит от начальных затрат на сооружение теплопровода k_n , а также от значения и динамики изменения потока отказов.

Однако до настоящего времени срок службы теплопроводов планируется одинаковым независимо от их конструкции, грунтовых и других условий. Доля амортизационных отчислений на реновацию принимается одинаковой для всех конструкций теплопроводов и типов их прокладки, что противоречит экономически оправданному подходу к определению нормативного срока службы теплопроводов. Этот вопрос требует дополнительных исследований.

3. Ремонтопригодность. Под ремонтопригодностью понимается способность к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния участков тепловых сетей путем обеспечения их ремонта с последующим вводом в эксплуатацию после ремонта.

В качестве основного параметра, характеризующего ремонтопригодность теплопровода, можно принять время z_p , необходимое для ликвидации повреждения.

Этот параметр зависит от конструкции теплопровода и типа укладки (надземный или подземный), от диаметра трубопровода, расстояния между секционирующими задвижками, определяющими объем сетевой воды, который необходимо дренировать до начала ремонта, а затем восполнить

после его проведения. Параметр z_p зависит также от оснащения теплоснабжающего предприятия машинами, механизмами и транспортом, которые требуются для выполнения аварийно-восстановительных работ. Как правило, параметр z_p должен определяться экспертным путем для каждого конкретного теплоснабжающего предприятия с учетом местных условий: типов конструкций тепловых сетей, способов их укладки, оснащения техникой, организации эксплуатации и др.

Для предварительного вычисления параметра z_p (ч) может быть принята зависимость, предложенная автором в [26, 125а]:

$$z_p = a[1 + (b + cl)d^{1.2}], \quad (11.7)$$

где l — расстояние между секционирующими задвижками, м; d — диаметр трубопровода, м; a, b, c — постоянные коэффициенты, зависящие от способа укладки теплопровода (подземный, надземный) и его конструкции, а также от уровня механизации ремонтных работ.

4. Сохраняемость. Под сохраняемостью тепловых сетей понимается их способность сохранять безотказность, долговечность и ремонтопригодность в течение срока консервации.

До настоящего времени свойство сохраняемости сети никак не оценивается из-за отсутствия соответствующих показателей. Поэтому целесообразно такие показатели разработать.

Как следует из приведенного материала, действующий в настоящее время нормативный документ для проектирования тепловых сетей [130] не в полной мере удовлетворяет современным требованиям к нормированию надежности систем транспортировки и распределения теплоты в СЦТ и нуждается в дополнении и уточнении.

Рассмотренные свойства надежности тепловых сетей рекомендуется исследовать раздельно для распределительных и маги-

стральных тепловых сетей. Это связано со следующим.

Во-первых, согласно мнению подавляющего большинства ученых и специалистов-практиков, отраженному в концепции развития крупных СЦТ, тепловые сети в районных и общегородских системах должны быть обязательно структурированы с выделением на них как минимум двух уровней:

1) системы транспорта теплоты по магистральным тепловым сетям от источника теплоты до промпредприятий, жилых микрорайонов, административно-общественных центров и т.п.;

2) распределительных тепловых сетей, передающих теплоноситель от магистральных тепловых сетей до потребителей теплоты (объектов теплоснабжения), т.е. до ИТП отапливаемых зданий.

В крупнейших СЦТ с загородными (базовыми) источниками теплоты может быть еще один уровень: транзитные тепловые сети от базового источника до узлов подключения его к общегородским магистральным тепловым сетям.

Во-вторых, транзитные и магистральные тепловые сети строят и эксплуатируют, как правило, одни предприятия, а распределительные сети — другие экономически независимые от первых предприятия.

Рассмотренные показатели надежности для тепловых сетей служат исходными для расчета показателей надежности источников теплоты, надежность которых должна рассчитываться отдельно.

Важнейшим свойством надежности тепловых сетей является их безотказность, т.е. способность бесперебойно подавать теплоноситель с заданными параметрами (температурой и давлением).

Однако реальное состояние большинства водяных тепловых сетей в российских СЦТ таково, что они не могут обеспечить бесперебойность подачи теплоносителя. Поэтому в реальной жизни приходится считаться с этим фактором и решать вопросы,

как минимизировать ущербы, возможные при повреждении теплопроводов.

Вывод из работы тепловой сети в отопительный сезон для устранения поврежденного теплопровода всегда считается вынужденным и должен быть выполнен в крайне ограниченный срок, в течение которого температура внутри отапливаемых помещений снизится до некоторой минимально допустимой температуры 12—14 °С, определяемой рядом специалистов.

В системах, где это условие выполнить нельзя, необходимо предусмотреть системное резервирование, т.е. резервирование теплоснабжения от смежных магистралей тепловой сети или от других источников.

При отсутствии более точных данных время ликвидации повреждения магистрального теплопровода можно определить по предложенной автором формуле (11.7):

В формуле (11.7) время z_p включает в себя время, необходимое на установление места повреждения, локализацию поврежденной секции магистрали, дренаж из нее воды, проведение ремонта, наполнение сетевой водой после ремонта, включение в работу.

Для подземных теплопроводов в непроходных каналах на практике обычно принимают $a = 6$, $b = 0,5$, $c = 0,0015$ 1/м.

В этом случае (11.7) имеет вид

$$z_p = 6[1 + (0,5 + 0,0015l)d^{1,2}]. \quad (11.8)$$

На рис. 11.1 показана зависимость $z_p = f(l, d)$. Уменьшение расстояния l между секционирующими задвижками существенно снижает время восстановительного ремонта, так как наибольших затрат времени при аварийном ремонте требуют процессы дренирования и последующего заполнения поврежденного трубопровода.

В соответствии с уравнением (8.61а) время z_a снижения внутренней температуры отапливаемых помещений от расчетной величины $t'_в$ (обычно 18 °С) до допустимого

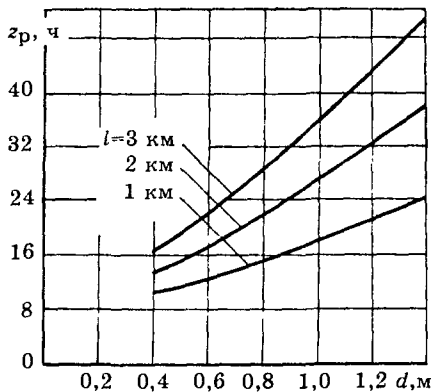


Рис. 11.1. Время восстановления поврежденной секции теплопровода

минимального предела t_b (обычно 12—14 °С) при полном выключении отопления определяется по формуле

$$z_a = \beta \ln \frac{t'_b - t_n}{t_b - t_n}. \quad (11.9)$$

При наличии системного резервирования и при подаче потребителю в период ремонта тепловой сети относительного расхода теплоты на уровне $\bar{Q}_o$ время снижения внутренней температуры от t'_b до t_b возрастает и в соответствии с (8.56) составляет

$$z_a = \beta \ln \frac{t'_b - t_n - \bar{Q}_o \Delta t'_p}{t_b - t_n - \bar{Q}_o \Delta t'_p}. \quad (11.10)$$

На рис. 11.2 показана зависимость $z_a = f(\beta, t_n)$ при $t_b = 10$ °С, $\bar{Q}_o = 0$ и $\bar{Q}_o = 0,7$. При подаче в период ремонта относительного расхода теплоты $\bar{Q}_o = 0,7$ существенно возрастает допустимое время z_a . Наименьшее значение z_a , естественно, имеет место при $t_n = t_{n0}$, $\bar{Q}_o = 0$ и при низких коэффициентах аккумуляции зданий β . Из условия $z_p \leq z_a$ при $\bar{Q}_o = 0$ следует, что сис-

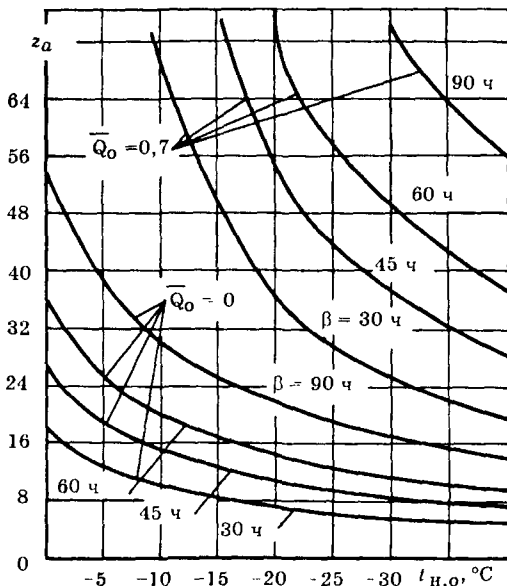


Рис. 11.2. Время снижения t_b от 18 до 10 °С, $z_a = f(\beta, Q_o, t_{n0})$

темное резервирование теплоснабжения необходимо при диаметрах теплопроводов

$$d \geq \left[\frac{\beta \ln \frac{t'_b - t_{n0}}{t_b - t_{n0}} - 1}{\frac{a}{b + cl}} \right]^{0.833}. \quad (11.11a)$$

В частном случае, при подземных теплопроводах в непроходных каналах и коэффициенте аккумуляции отапливаемых зданий $\beta = 60$ ч,

$$d \geq \left[\frac{10 \ln \frac{t'_b - t_{n0}}{t_b - t_{n0}} - 1}{0,5 + 0,0015l} \right]^{0.833}. \quad (11.11b)$$

На рис. 11.3 приведены вычисленные по (11.11) минимальные диаметры теплопроводов, начиная от которых необходимо системное резервирование теплоснабжения.

Из рис. 11.3 следует, что для уменьшения объема необходимого системного резервирования, что связано с дополнительными затратами на сооружение блокирую-

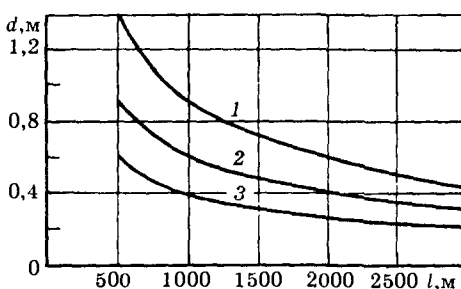


Рис. 11.3. Минимальные диаметры теплопроводов, при которых необходимо системное резервирование теплоснабжения, $d = f(l, t_{н.о})$

$l-3 - t_{н.о}$ соответственно $-15, -25, -35^\circ\text{C}$

ших перемычек или резервных котельных, целесообразно в районах с низкой расчетной наружной температурой $t_{н.о}$ выбирать уменьшенное расстояние между секционирующими задвижками.

Количественно состояние надежности тепловых сетей оценивается по значению потока отказов λ , $1/(\text{км} \cdot \text{год})$. Это значение зависит от конструкции теплопровода, качества ее выполнения, влажности и чистоты грунта, в которых проложен теплопровод, качества ремонтно-профилактических работ. В настоящее время поток отказов в тепловых сетях часто имеет довольно большие значения: $\lambda = 1 - 2 \text{ } 1/(\text{км} \cdot \text{год})$. Задача заключается в существенном снижении потока отказов до $0,02 - 0,03 \text{ } 1/(\text{км} \cdot \text{год})$, т.е. в снижении среднего числа отказов до одного на $25 - 30 \text{ км}$ длины сети в год.

Основная причина пониженной надежности подземных теплопроводов в непроходных каналах, а также бесканальных старых конструкций — наружная коррозия подающих трубопроводов водяных тепловых сетей, на которые приходится до 80% всех повреждений.

Значительную часть отопительного периода, а также в течение всего неотапливаемого периода температура сетевой воды в подающем трубопроводе водяной тепловой сети поддерживается обычно $70 - 80^\circ\text{C}$. При такой температуре в условиях повы-

шенной влажности окружающей среды, имеющей место в подземных теплопроводах в непроходных каналах, процесс коррозии проходит особенно интенсивно, так как тепловая изоляция и поверхность стальных трубопроводов находятся во влажном состоянии, а температура поверхности достаточно высока.

Процессы коррозии существенно замедляются, когда поверхность трубопроводов сухая. Поэтому ряд специалистов рекомендует проводить в неотапливаемый период периодическую сушку тепловой изоляции подземных теплопроводов за счет эпизодического (например, еженедельного) повышения температуры в подающей линии тепловой сети до 100°C и поддержания этой температуры в течение сравнительно длительного периода (примерно $30 - 40 \text{ ч}$).

Наружная коррозия особенно интенсивна в местах подтопления или увлажнения теплоизоляционной конструкции, а также в анодных зонах теплопроводов, подвергающихся действию блуждающих токов. Выявление в процессе эксплуатации коррозионно-опасных участков подземных теплопроводов и устранение источников коррозии являются одними из эффективных методов увеличения долговечности тепловых сетей и повышения надежности теплоснабжения.

В настоящее время отсутствуют апробированные методы неразрушающего контроля и методы прогнозирования состояния подземных теплопроводов. Разработка таких методов представляет собой актуальную задачу для научных и эксплуатационных организаций.

Единственный широко используемый в настоящее время практический метод выявления в летний период участков тепловой сети, пораженных коррозией, заключается в поучастковых гидравлических испытаниях сетей при повышенном давлении, значение которого выбирается из условия разрушения стенки трубы, если ее толщина

$$s \leq s_p + \delta_k, \quad (11.12)$$

где p_p — расчетная толщина стенки при рабочем давлении в трубопроводе p_p ; δ_k — запас на коррозию.

Интенсивность коррозии подземных теплопроводов обычно не превосходит 0,0005 м/год. Поэтому запас на коррозию выбирается в зависимости от частоты проведения отбраковочных испытаний.

При ежегодных испытаниях $\delta_k = 0,0005$ м, при проведении испытаний 1 раз в два-три года $\delta_k = 0,001—0,0015$ м. Разрушение стенки трубы при гидравлическом испытании происходит в том случае, когда напряжение в стенке достигает временного сопротивления разрыву σ_B , которое для основного сортамента стальных труб, применяемых в тепловых сетях, составляет примерно $380 \cdot 10^6$ Па.

Испытательное давление можно определить по формуле (9.7) при условии

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{исп}} d_B}{2(s_p + \delta_k)}; \quad s_p = \frac{p_p d_B}{2\sigma_B},$$

откуда

$$p_{\text{исп}} = p_p + 2\delta_k \sigma_B / d_B, \quad (11.13)$$

где $p_{\text{исп}}$, p_p — соответственно испытательное и рабочее давление в трубопроводе, Па; d_B — внутренний диаметр трубопровода, м.

Согласно (11.13) при прочих равных условиях испытательное давление зависит от диаметра трубопровода. Трубопроводы малых диаметров должны испытываться при более высоком давлении. Поэтому отбраковочные испытания должны проводиться раздельно по участкам разных диаметров.

В настоящее время в качестве основных методов повышения надежности теплоснабжения принято следующее:

комплексное решение задач по реконструкции тепловых сетей с использованием теплопроводов полной заводской готовности, в том числе ППУ-теплопроводов;

применение при строительстве тепловых сетей только тех стальных труб, которые соответствуют требованиям, предъяв-

ляемым к тепловым сетям, с проведением предпусковых испытаний в полном объеме;

100 %-ный контроль неразрушающими методами стыковых соединений на трубопроводах диаметром более 300 мм;

отказ от сальниковых компенсаторов и использование вместо них компенсаторов сильфонного типа;

отказ от клиновых задвижек и постепенный переход на запорную арматуру шарового и шиберного типа, не требующую постоянного обслуживания;

оснащение линейной части тепловых сетей, узловых камер, насосных подстанций и т.п. средствами стационарной диагностики (встроенной в конструкцию теплопровода), а также средствами дистанционного контроля и управления тепловыми сетями;

введение жесткого надзора за качеством строительства тепловых сетей со стороны эксплуатационных предприятий тепловых сетей;

постоянный мониторинг (осмотр) действующих тепловых сетей; основное внимание уделяется контролю увлажнения изоляции теплопроводов, а одной из главных забот эксплуатационного персонала является отвод от теплопроводов случайных вод, которые могут поступать из расположенных рядом городских коммуникаций, от дождя и т.п.;

разработка и внедрение схем резервирования теплопроводов; эксплуатационный персонал должен иметь заранее разработанные и апробированные схемы резервирования и порядок ввода их в действие с учетом возможностей эксплуатационного и ремонтного персонала при имеющейся оснащенности его техникой и средствами малой механизации;

совершенствование оперативно-технологического управления СЦТ с целью сокращения до минимума времени прекращения подачи теплоносителя потребителям теплоты.

Для систематизации и изучения показателей, характеризующих надежность теп-

ловых сетей в каждом конкретном предприятии, целесообразно создавать банк данных по повреждаемости тепловых сетей и установить соответствующие количественные показатели, базирующиеся на статистических данных.

Можно предложить два таких показателя:

относительная повреждаемость тепловой сети

$$\bar{\Pi} = \frac{\sum M_{от} n_{от}}{\sum Mn}, \quad (11.14)$$

где $M_{от}$ — материальная характеристика участков тепловой сети, выключенных из работы при аварии или отказе, m^2 ; $n_{от}$ — время вынужденного выключения участков сети, вызванное аварией или отказом и его устранением, ч; $\sum Mn$ — произведение материальной характеристики тепловой сети данной системы теплоснабжения на плановую длительность ее работы за заданный период времени (обычно за год);

относительный аварийный недоотпуск тепловой энергии

$$\bar{q} = \sum Q_{ав} / \sum Q, \quad (11.15)$$

где $\sum Q_{ав}$ — аварийный недоотпуск теплоты за год; $\sum Q$ — расчетный отпуск теплоты за год.

Приведенные показатели в определенной мере характеризуют надежность работы СЦТ. По динамике их изменения во времени (например, из года в год) можно судить о прогрессе или деградации надежности СЦТ.

11.3. КАЧЕСТВО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Вторая важная задача эксплуатации СЦТ заключается в обеспечении качества теплоснабжения.

В отличие от систем электроснабжения, где качество электрической энергии нормировано и закреплено соответствующим го-

сударственным стандартом¹, государственного стандарта на качество тепловой энергии в системах теплоснабжения не имеется. Исследования в этой области показали, что такой ГОСТ в принципе не может быть создан. Поэтому вопрос нормирования качества тепловой энергии решается следующим образом.

Согласно Гражданскому кодексу Российской Федерации (разд. 6 «Энергоснабжение», ч. 2), регулирующему взаимоотношения энергоснабжающих организаций и потребителей энергии, электрическая и тепловая энергия являются товаром, имеющим специфические свойства: энергию невозможно складировать, ее потребление происходит практически в момент производства (для электроэнергии) и с некоторым транспортным запаздыванием (для тепловой энергии) и т.п. Поэтому в договоре энергоснабжения (в частности, в договоре теплоснабжения) в обязательном порядке должны быть указаны не только количество тепловой энергии, но и ее качество.

Под качеством *тепловой энергии* понимается соответствие термодинамических параметров теплоносителя (температуры пара и сетевой воды в подающем трубопроводе и их давления), а также допустимые значения их отклонения от договорных условиям работы теплопотребляющих установок потребителя. Ясно, что перечисленные выше параметры теплоносителя не могут, а поэтому не должны быть одинаковыми для всех потребителей теплоты: они зависят от режима работы технологических установок, аккумулирующей способности ограждающих конструкций отапливаемых зданий, допустимого уровня комфорта и др. Поэтому энергоснабжающие организации должны определять качество тепловой энергии с каждым потребителем или группой потребителей (например, жилые зда-

¹ ГОСТ 13109-87 «Электрическая энергия. Требования к качеству электрической энергии в электрических сетях общего назначения».

ния), исходя из технологических возможностей СЦТ, начиная от источника и заканчивая тепловым вводом потребителя.

Учитывая, что к тепловым сетям от крупных ТЭЦ и котельных присоединены сотни и даже тысячи теплоиспользующих установок и систем, вполне естественно, что отпуск теплоты от источников может осуществляться по средним для СЦТ параметрам, а индивидуальные особенности режимов работы теплоиспользующих установок и систем должны компенсироваться расходом теплоносителя. Важно, чтобы на тепловом вводе потребителя были обеспечены минимальные температура и давления теплоносителя.

Вопросы центрального качественного регулирования СЦТ подробно изложены выше.

Помимо количества и качества тепловой энергии важнейшим показателем, связанным с качеством теплоснабжения, является режим потребления энергии. Показатели режима потребления энергии согласно Гражданскому кодексу РФ также должны быть отражены в договоре энергоснабжения.

Под режимом потребления тепловой энергии понимается соответствие реальных расходов теплоносителя и температуры обратной сетевой воды, возвращаемой потребителем в источник теплоты, договорным (расчетным) значениям.

Для оперативной оценки соответствия фактических расходов теплоты и теплоносителя на отопление расчетным значениям, указанным в договоре теплоснабжения, для прогнозирования работы СЦТ, а также для контроля за соблюдением режимов потребления теплоты весьма полезен анализ фактических гидравлического и теплового (температурного) режимов СЦТ, которые характеризуются параметрами сетевой воды перед отопительными установками τ_1 и после них τ_2 [121,122].

Из совместного решения уравнения характеристики отопительной установки

(4.31), присоединенной к тепловой сети по зависимой схеме, и балансового уравнения отопительной нагрузки

$$\bar{Q}_0 = \bar{W}_0 \frac{\tau_{01} - \tau_{02}}{\delta \tau'_0} \quad (11.16)$$

следует

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_{01} - t_n}{\Delta t'_p + \frac{\Delta t'_0}{\bar{Q}_0^{0.2}} + \frac{(0,5+u)(\tau_{01}-\tau_{02})}{(1+u)\bar{Q}_0}}, \quad (11.17a)$$

или в другой модификации

$$\bar{Q}_0 = \frac{\frac{0,5}{1+u}\tau_{01} + \frac{0,5+u}{1+u}\tau_{02} - t_n}{\Delta t'_p + \Delta t'_0 / \bar{Q}_0^{0.2}}, \quad (11.17b)$$

где $\bar{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q'_0}$ — относительная отопитель-

ная нагрузка, т.е. отношение данной отопительной нагрузки к расчетной; $\Delta t'_p = (t_{в,р} - t_{н,о})$ — расчетная разность внутренней и наружной температур воздуха, °C; $\Delta t'_0 = [0,5(\tau'_3 + \tau'_{02}) - t_{в,р}]$ — расчетный температурный напор в отопительном приборе, °C; τ_{01}, τ_{02} — фактические температуры воды перед отопительной установкой и после нее, °C; t_n — фактическая наружная температура, °C; u — коэффициент смешения элеватора или другого смесительного устройства.

Уравнения (11.17) описывают установившийся тепловой режим отопительной установки.

Путем дифференцирования (11.17) по τ_{01} и τ_{02} определяют отклонение относительной отопительной нагрузки $d\bar{Q}_0$ от ее расчетного значения $\bar{Q}_0^p$ при данной наружной температуре t_n в зависимости от отклонения $d\tau_{01}$ и $d\tau_{02}$ температур воды перед отопительной установкой τ_{01} и после τ_{02}

от расчетных значений для данной наружной температуры t_n .

Полный дифференциал отклонения от носительной отопительной нагрузки $d\bar{Q}_o$

от ее расчетного значения $\bar{Q}_o^p$ для данной наружной температуры t_n

$$d\bar{Q}_o = \bar{q}_1 d\tau_{o1} + \bar{q}_2 d\tau_{o2}, \quad (11.18)$$

где $\bar{q}_1 = \frac{d\bar{Q}_o}{d\tau_{o1}}$ — удельное отклонение от

носительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_o$ на 1°C отклонения температуры воды перед отопительной установкой τ_{o1} от расчетного значения для данной наружной темпе-

ратуры t_n ; $\bar{q}_2 = \frac{d\bar{Q}_o}{d\tau_{o2}}$ — удельное откло-

нение относительной отопительной нагрузки $\bar{Q}_o$ на 1°C отклонения температуры воды после отопительной установкой τ_{o2} от расчетного значения для данной наружной температуры t_n ;

$$\bar{q}_1 = \frac{d\bar{Q}_o}{d\tau_{o1}} = \frac{0,5}{(1+u)\left(\Delta t'_p + 0,8 \frac{\Delta t'_o}{\bar{Q}_o^{0,2}}\right)}; \quad (11.19a)$$

$$\bar{q}_2 = \frac{d\bar{Q}_o}{d\tau_{o2}} = \frac{0,5+u}{(1+u)\left(\Delta t'_p + 0,8 \frac{\Delta t'_o}{\bar{Q}_o^{0,2}}\right)}. \quad (11.19b)$$

Из (11.19a) и (11.19b) следует, что $\bar{q}_2/\bar{q}_1 = 1 + 2u$. Это значит, что отклонение от расчетного значения температуры воды после отопительной установки $d\tau_{o2}$ свидетельствует о значительно большем изменении относительной отопительной нагрузки $d\bar{Q}_o$ по сравнению с отклонением

на такое же значение температуры воды перед отопительной установкой.

При часто используемых в отопительных установках коэффициентах смешения $u = 2,2$

$$\bar{q}_2/\bar{q}_1 = 5,4.$$

В отопительных установках без смесительных приборов при $u = 0$

$$\bar{q}_2 = \bar{q}_1 = \frac{0,5}{\Delta t'_p + 0,8 \frac{\Delta t'_o}{\bar{Q}_o^{0,2}}}. \quad (11.19в)$$

Из (11.19в) следует, что для данной системы теплоснабжения $\bar{q}_1$ и $\bar{q}_2$ практически постоянны в течение отопительного сезона, так как при изменении $\bar{Q}_o$ в пять раз (от 0,2 до 1,0) $\bar{Q}_o^{0,2}$ изменяется только в 1,4 раза (от 0,72 до 1,0). Еще в меньших пределах изменяется $\Delta t'_p + 0,8 \frac{\Delta t'_o}{\bar{Q}_o^{0,2}}$. Так, для условий

Москвы при $\Delta t'_p = 43^\circ\text{C}$, $\Delta t'_o = 64,5^\circ\text{C}$, $u = 2,2$ при изменении $\bar{Q}_o$ от 0,2 до 1,0 значение $\bar{q}_1$ изменяется от $0,135 \cdot 10^{-2}$ до $0,165 \cdot 10^{-2}$, т.е. в 1,2 раза. В таком же отношении изменяется и $\bar{q}_2$. Удельные отклонения относительной отопительной нагрузки $\bar{q}_1$ и $\bar{q}_2$ положительные, так как правая часть уравнения (11.19) положительная. Это значит, что при $d\tau_{o1} > 0$ и $d\tau_{o2} > 0$ происходит перерасход теплоты на отопление. При $\Delta t'_p = 43^\circ\text{C}$, $\Delta t'_o = 64,5^\circ\text{C}$, $u = 2,2$, при среднем $\bar{Q}_o^{0,2} = 0,86$ $\bar{q}_1 = 0,00152 = 0,15\%$, $\bar{q}_2 = 0,0082 = 0,82\%$. Это значит, что каждый градус отклонения температуры воды перед отопительной установкой от ее расчетного значения при данной наружной температуре t_n приводит к перерасходу или не-

додаче (при $d\tau_{01} < 0$) на 0,15 % расчетного расхода теплоты на отопление при расчетной наружной температуре Q'_0 .

Соответственно каждый градус отклонения температуры воды после отопительной установки от ее расчетного значения при данной наружной температуре t_n свидетельствует об изменении расхода теплоты на отопление на 0,82 % расчетного расхода Q'_0 .

Изменение абсолютного расхода теплоты

$$\Delta Q_0 = d\bar{Q}_0 Q'_0.$$

Фактический относительный эквивалент расхода сетевой воды

$$\bar{W}_0 = \frac{(Q_0^p + \Delta Q_0) \delta \tau'_0}{Q'_0 (\tau_{01} - \tau_{02})}, \quad (11.20)$$

где Q_0^p — расчетный расход теплоты при данной наружной температуре t_n ; Q'_0 — расчетный расход теплоты при наружной температуре t_{n0} .

Пример 11.1. При наружной температуре $t_n = -8^\circ\text{C}$, что соответствует $\bar{Q}_0^p = 0,6$, температура обратной воды после отопительной установки $\tau_{02} = 58^\circ\text{C}$ вместо $53,5^\circ\text{C}$ по расчетному графику. Температура сетевой воды перед отопительной установкой $\tau_{01} = 101,5^\circ\text{C}$, что соответствует расчетному графику. Определить перерасход теплоты и сетевой воды на отопление.

В рассматриваемой отопительной установке $\Delta t'_p = 43^\circ\text{C}$; $\Delta t'_o = 64,5^\circ\text{C}$; $\delta \tau'_0 = 80^\circ\text{C}$; $u = 2,2$. Расчетная отопительная нагрузка $Q'_0 = 1$ МДж/с = 0,86 Гкал/ч.

По (11.196) находим

$$\begin{aligned} \bar{q}_2 &= \frac{d\bar{Q}_0}{d\tau_2} = \frac{0,5 + 2,2}{(1 + 2,2) \left(43 + 0,8 \frac{64,5}{0,6^{0,2}} \right)} = \\ &= \frac{2,7}{3,2 \cdot 100,1} = 0,0084 = 0,84 \% / ^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$d\bar{Q}_0 = 0,0084(58 - 53,5) = 0,0376 = 3,76 \%.$$

Перерасход теплоты равен 3,76 % расчетного расхода; $\Delta Q_0 = 0,0376$ МДж/с = 0,0323 Гкал/ч. От расхода теплоты на отопление при $t_n = -8^\circ\text{C}$ перерасход составляет $3,76/0,6 = 6,3$ %. Фактический расход теплоты на отопление

$$Q_0 = Q_0^p + \Delta Q = 0,6 + 0,0376 = 0,6376 \text{ МДж/с}.$$

Фактический относительный эквивалент расхода сетевой воды по (11.20)

$$\bar{W}_0 = \frac{0,6376}{1} \frac{80}{(101,5 - 58)} = 1,173.$$

Превышение относительного эквивалента расхода сетевой воды на отопление по сравнению с расчетным расходом

$$\Delta \bar{W}_0 = \bar{W}_0 - 1 = 0,173 = 17,3 \%.$$

$$\begin{aligned} \text{Расчетный расход сетевой воды } W_0^p &= \\ &= \frac{1000}{4,2 \cdot 80} = 3 \text{ кг/с} = 10\,700 \text{ кг/ч}. \end{aligned}$$

Перерасход сетевой воды

$$\Delta W_0 = 0,173 \cdot 3 = 0,519 \text{ кг/с} = 1860 \text{ кг/ч}.$$

11.4. МЕТОДЫ ОБНАРУЖЕНИЯ И ЛИКВИДАЦИИ ПОВРЕЖДЕНИЙ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Утечки воды из сети восполняются умягченной, деаэрированной водой, а это требует сооружения дорогостоящих водоподготовительных установок на ТЭЦ или в котельных и дополнительных расходов материалов и энергии в процессе эксплуатации.

Обеспечение высокой плотности системы и уменьшение расхода подпиточной воды являются постоянными и важнейшими задачами эксплуатационного персонала. Плотность системы теплоснабжения характеризует общий уровень эксплуатации тепловых сетей.

Одно из возможных мест утечек сетевой воды — водо-водяные кожухотрубного типа подогреватели горячего водоснабжения, устанавливаемые на ГТП или МТП в закрытых системах теплоснабжения, а также отопительные водо-водяные подогрева-

тели при независимой схеме присоединения отопительных установок.

Сетевая вода часто незаконно отбирается также в системах потребителей для различных хозяйственных нужд. Для выявления утечек и незаконных отборов сетевой воды целесообразно проводить эпизодические испытания плотности системы с помощью добавки к подпиточной ее флюоресцина, который окрашивает ее в зеленый цвет, чем облегчает выявление мест утечек в сети и отбора сетевой воды в абонентских установках. Флюоресцин безвреден и поэтому с разрешения санитарных служб может применяться для проверки плотности системы теплоснабжения [54].

Для проведения систематической профилактической работы по выявлению мест утечек теплоносителя из тепловых сетей закрытых систем теплоснабжения и устранения утечек может быть использована система дистанционного обнаружения утечек (СДОУ), разработанная МЭИ [8]. Система базируется на ультразвуковых расходомерах, измеряющих расход воды по показаниям датчиков, установленных на поверхности трубопроводов. Особенность системы заключается в ее способности обнаружить участок с максимальной утечкой, после устранения которой определяется участок с несколько меньшей утечкой. Таким образом, последовательно выявляются места всех утечек от максимальной до минимальной.

На рис. 11.4 приведена принципиальная схема СДОУ. При утечке сетевой воды на участке тепловой сети между местом утечки и станцией возникает разность расходов воды $\Delta G = (G_{\Pi} - G_0)$ в подающем и обратном трубопроводах. Эта разность расходов устанавливается блоком 3 на основе импульсов, поступивших от измерителей расходов 1 и 2.

На участках тепловой сети между местом утечки и концевыми абонентами расходы воды в подающем и обратном

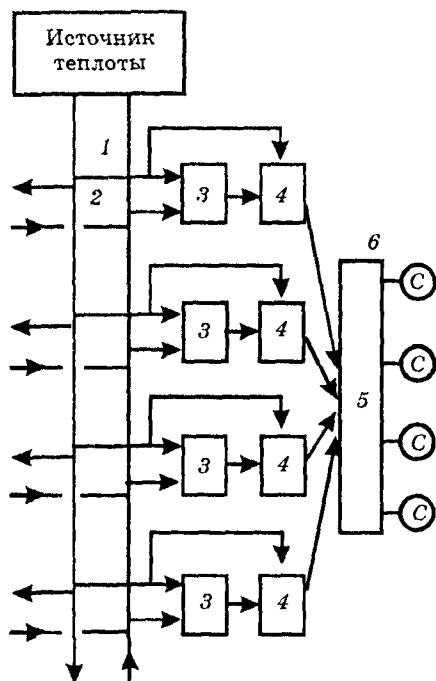


Рис. 11.4. Принципиальная схема дистанционного обнаружения утечек сетевой воды системы МЭИ

трубопроводах одинаковы и их разность равна нулю.

Участку утечки соответствует максимальное отношение утечки к расходу в подающем трубопроводе тепловой сети $\Delta G/G_{\Pi} = \max$. Эта величина определяется блоками 4. Сравнивая эти показатели, блок 5 устанавливает участок максимальной утечки и дает импульс на сигнализатор. При этом очень важна точность измерения расходов сетевой воды.

Возникновение разрывов и неплотностей — одна из наиболее частых причин отказов и аварий в тепловых сетях.

Признаком разрыва или неплотности водяной тепловой сети считается падение давления в точке регулируемого давления или в нейтральной точке системы теплоснабжения, вызванное сильной утечкой воды из системы.

Для поддержания заданного давления приходится увеличивать подпитку СЦТ сверх нормального значения. Эксплуатаци-

онный персонал теплосети должен иметь четко разработанный план действий, обеспечивающий нахождение места утечки в минимальный срок.

При резком возрастании подпитки дежурный персонал теплосети устанавливает в течение 2—3 ч контроль за работой подпитывающей установки. В течение этого периода тепловой режим сети поддерживается неизменным, для того чтобы термические изменения объема воды в системе не отразились на расходе воды для подпитки.

Одновременно принимаются меры к отысканию места утечки воды. Для этого в первую очередь проводится внешний осмотр сети, при котором место утечки воды может быть обнаружено по растаявшему снегу, выступившей на поверхность воде, сильному парению по трассе теплопровода и из тепловых камер, а также характерному шуму в них при протекании воды. В первую очередь осматриваются тепловые сети, наиболее старые, сильно изношенные участки и недавно введенные в эксплуатацию. Параллельно с внешним осмотром сети на ТЭЦ проводится проверка герметичности стационарной подогревательной установки (бойлерной). Следует иметь в виду, что даже при разрыве только одной из трубок сетевого подогревателя утечка сетевой воды может быть значительной. Обнаружить утечку сетевой воды в конденсатор можно различными способами, прежде всего путем химического анализа на жесткость и щелочность. При поступлении сетевой воды с конденсатом жесткость и щелочность конденсата повышаются.

Другим способом проверки герметичности сетевого подогревателя ТЭЦ является сравнение расхода пара и количества возвращаемого конденсата. Значительное их расхождение свидетельствует о наличии утечки сетевой воды.

Третий способ — наблюдение за уровнем конденсата в подогревателях. При утечке сетевой воды уровень конденсата в

подогревателе, где имеется утечка, устанавливается выше обычного, а при значительных разрывах трубок может произойти переполнение подогревателя конденсатом.

При значительной утечке воды в паровое пространство подогревателя возможна серьезная авария из-за попадания воды в турбину при несрабатывании аварийного поплавка. Для сигнализации разрыва или неплотности трубок все стационарные подогреватели должны быть снабжены солемерами, дающими импульс на срабатывание светового или звукового сигнала. При быстром подъеме уровня конденсата подогреватель должен быть немедленно отключен.

Наконец, проверка герметичности подогревательной установки может проводиться посредством поочередного отключения от сети отдельных подогревателей. При отключении дефектного подогревателя утечка воды из сети прекращается.

Если при внешнем осмотре сети и проверке герметичности подогревательной установки не удастся обнаружить место утечки, то выполняется детальная проверка герметичности путем поочередного отключения от сети отдельных абонентских участков тепловой сети и систем наблюдения при этом за работой подпитывающей установки. При отключении дефектного оборудования подпитка резко сокращается, а в отключенном дефектном участке наблюдается быстрое падение статического давления.

В последние годы разработаны и получены практическое применение электронно-акустические приборы различных конструкций для определения мест повреждений в подземных теплопроводах и водоводах. Такой прибор состоит обычно из штанги, в нижней части которой расположен акустический датчик, в верхней — стрелочный индикатор, гнезда телефонов и ручки регуляторов уровня шума. Прибор предназначен для определения мест повреждений путем непосредственного прослушивания

с поверхности грунта или поверхности дорожного покрытия по трассе теплопровода акустических шумов, излучаемых поврежденным трубопроводом; электромагнитный сейсмоприемник, включенный в прибор, преобразует механические колебания грунта в электрический сигнал, индукция которого передается на головной телефон и стрелочный сигнализатор. Применение прибора сокращает время определения места утечки, в связи с чем, как правило, исключается необходимость в пробных шурфовках.

11.5. ИСПЫТАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

При приемке в эксплуатацию вновь сооруженных тепловых сетей, а также для проверки состояния действующих сетей проводятся их испытания. Целью испытаний обычно служат:

1) проверка работы и выявление дефектов оборудования при наиболее напряженных гидравлических и тепловых режимах;

2) определение технических характеристик, необходимых для нормирования показателей тепловых сетей, насосных подстанций и т.п., а также — для разработки наиболее рациональных режимов работы СЦТ;

3) контроль фактических технических показателей состояния и режимов работы тепловой сети и элементов ее оборудования, выяснение причины их отклонения от расчетных или ранее установленных опытных значений.

Основные виды испытаний:

1) гидравлические: на прочность и герметичность (плотность), на гидравлическое сопротивление (потери давления) отдельных элементов СЦТ;

2) тепловые: на максимальную температуру теплоносителя и на тепловые потери.

Гидравлические и тепловые испытания обычно проводятся раздельно для создания условий, способствующих большей точности измерений. Здесь излагаются только

принципиальный порядок и особенности испытаний [74, 102].

Гидравлические испытания на прочность и герметичность. Испытания на прочность и герметичность проводятся как на отдельных участках, так и на всей сети в целом. При проведении таких испытаний должны быть надежно отключены абонентские установки, испытания которых должны проводиться отдельно.

При испытаниях на прочность и герметичность участков вновь смонтированных трубопроводов вместе с арматурой создается пробное давление, превышающее рабочее на 25 %.

Пробное давление поддерживается в течение короткого периода времени (обычно 15 мин), а затем снижается до рабочего. Результаты испытания признаются удовлетворительными, если после установления рабочего давления его снижение не превышает 10 % за 2 ч.

Для определения утечки воды из испытываемого участка сети используется метод сравнения времени естественного падения давления (при обычных условиях) со временем падения давления на такое же значение при искусственном спуске воды.

Испытание проводится в следующей последовательности. Сначала определяется время z_1 , с, естественного падения давления в испытываемом участке трубопровода на некоторое значение Δp . Давление в трубопроводе вновь повышается до первоначального, и измеряется время z_2 , с, при падении давления на такое же значение Δp , но при спуске из трубопровода некоторого количества воды W , л, в мерный бак.

При однозначной зависимости темпа падения давления от утечки

$$V_y z_1 = V_y z_2 + W,$$

откуда

$$V_y = W / (z_1 - z_2). \quad (11.21)$$

Найденное значение V_y , л/с, количественно характеризует герметичность испытуемого участка сети при условии, что перед испытанием из него тщательно был удален воздух через воздушники, чем было исключено влияние упругой воздушной среды на темп падения давления в трубопроводе.

Независимо от приведенного выше испытания на прочность и герметичность в действующих системах централизованного теплоснабжения часто проводится в летний период до ремонта гидравлическая отбраковка участков тепловой сети, ослабленных коррозией (см. § 11.2).

Определение гидравлического сопротивления. Основное назначение этих испытаний — определение фактических гидравлических сопротивлений s отдельных участков тепловой сети и водоподогревательных установок ТЭЦ. Начальный этап этих испытаний заключается в определении высотных (геодезических) отметок характерных точек сети, на которых установлены измерители давления (манометры). Высотные отметки оси испытываемого трубопровода обычно определяются по данным инструментальной нивелировки или специальным испытанием в статическом состоянии системы, т.е. при отсутствии циркуляции воды в сети.

В этом случае за отметку «нуль» принимают положение манометра, показывающего наибольшее давление p_0 .

Высотная отметка Z , м, любой другой точки трубопровода со статическим давлением p , Па, определяется по формуле

$$Z = \frac{p_0 - p}{\rho g}, \quad (11.22)$$

где ρ — плотность воды в трубопроводе, кг/м³, $g = 9,81$ м/с².

Падение давления Δp на любом участке водяной тепловой сети при гидродинамическом режиме можно вычислить как

$$\Delta p = p_1 - p_2 + (Z_1 - Z_2)\rho g, \quad (11.23)$$

где Δp — падение давления между точками 1 и 2 по ходу теплоносителя, Па; p_1, p_2 — показания манометров в точках 1 и 2, Па; Z_1, Z_2 — высотные отметки точек 1 и 2, м.

Потеря напора на этом участке, м,

$$\Delta H = \Delta p / \rho g. \quad (11.24)$$

Гидравлическое сопротивление этого участка, Па · с²/м⁶,

$$s = \Delta p / V^2, \quad (11.25)$$

где V — расход воды, м³/с.

Для повышения точности измерений целесообразно устанавливать на испытуемом участке максимально возможный расход воды.

Существенно упрощаются гидравлические испытания, если вычисляется суммарная потеря давления в подающем и обратном трубопроводах данного участка тепловой сети, так как в этом случае отпадает необходимость в определении высотных отметок отдельных точек сети. Так (см. рис. 5.17), если располагаемый напор в точке 1 тепловой сети, т.е. разность пьезометрических напоров в подающем и обратном трубопроводах в этой точке, равен $\Delta H_1 = H_{n1} - H_{o1}$, а располагаемый напор в точке 2 тепловой сети равен ΔH_2 , то суммарная потеря напора в подающем и обратном трубопроводах на участке 1-2 сети $\Delta H_{1-2} = \Delta H_1 - \Delta H_2$.

Потеря давления на этом участке, Па,

$$\Delta p_{1-2} = \Delta H_{1-2} \rho g.$$

Суммарное сопротивление подающего и обратного трубопроводов участка 1-2, Па · с²/м⁶

$$s_{1-2} = \Delta p_{1-2} / V_{1-2}^2,$$

где V_{1-2} — расход воды на участке 1-2, м³/с.

Тепловые испытания на максимальную температуру. Основная задача этих испытаний — проверка работы устройств,

компенсирующих тепловые деформации теплопровода. Эти испытания проводятся обычно при отключенных установках потребителей теплоты, но включенных перемычках у тех потребителей, которые обеспечивают циркуляцию воды в ответвлениях.

Продолжительность испытания определяется из условия поддержания максимальной температуры воды на конечных участках сети в течение срока $z_k = 30 \text{ мин} = 1800 \text{ с}$.

Циркуляционный расход сетевой воды во время испытания, $\text{м}^3/\text{с}$, рассчитывается как

$$V_{\text{ц}} = \frac{\mu Q}{c_p \rho (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (11.26)$$

где Q — тепловые потери при максимальной температуре воды в подающей линии, кДж/с ; c_p — теплоемкость воды, $c_p = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; τ_1 — максимальная температура в подающем трубопроводе, $^\circ\text{C}$; τ_2 — допустимая температура в обратном трубопроводе, обычно принимается $\tau_2 = 80\text{—}90 \text{ }^\circ\text{C}$; μ — коэффициент, учитывающий степень повышения тепловых потерь при неустановившемся тепловом режиме, обычно принимают $\mu = 1,3\text{—}1,5$.

Время пробега воды от источника теплоты до конечного абонента, с ,

$$z_{\text{п}} = n \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{ц}}}, \quad (11.27)$$

где $V_{\text{п}}$ — объем подающего трубопровода, м^3 ; n — кратность обмена воды. Для транзитных трубопроводов $n = 1$. Для разветвленных сетей в зависимости от характера распределения потока по ответвлениям $n = 2\text{—}4$.

Полная длительность испытания, с ,

$$z = \frac{\tau_{\text{м}} - \tau_{\text{п}}}{\frac{\partial \tau_{\text{пв}}}{\partial z}} + z_{\text{п}} + z_{\text{к}} + \frac{\tau_{\text{н}} - \tau_{\text{к}}}{\frac{\partial \tau_{\text{сн}}}{\partial z}}, \quad (11.28)$$

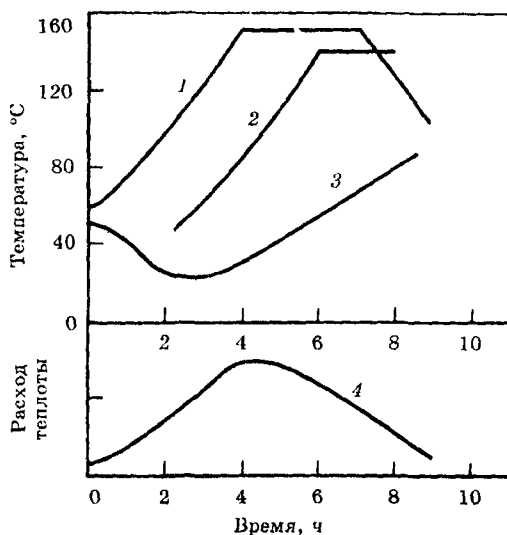


Рис. 11.5. Характер изменения температуры теплоносителя и расхода теплоты при испытании на максимальную температуру

1—3 — температура воды в подающем трубопроводе в источнике теплоты у абонента, в обратном трубопроводе в источнике теплоты, 4 — расход теплоты

где $\tau_{\text{н}}$, $\tau_{\text{м}}$, $\tau_{\text{к}}$ — соответственно начальная, максимальная и конечная температура воды в подающем трубопроводе на ТЭЦ при испытании, $^\circ\text{C}$, $\partial \tau_{\text{пв}}/\partial z$, $\partial \tau_{\text{сн}}/\partial z$ — скорости повышения и снижения температуры сетевой воды на ТЭЦ при проведении испытания, $^\circ\text{C/с}$.

Согласно [80] $\partial \tau_{\text{пв}}/\partial z = \partial \tau_{\text{сн}}/\partial z \leq 30 \text{ }^\circ\text{C/ч} = 0,5 \text{ }^\circ\text{C/с}$. На рис. 11.5 показан характер изменения по времени температуры сетевой воды и расхода теплоты при испытании на максимальную температуру.

Испытание на тепловые потери. Основное назначение таких испытаний — проверка эффективности тепловой изоляции теплопроводов и установление исходных показателей для расчета тепловых потерь сети.

Испытания на тепловые потери должны проводиться при установившемся теплоом режиме. Поэтому их целесообразно осуществлять сразу после окончания отопительного сезона, когда грунт вблизи теплопро-

вода прогреет, благодаря чему снижается продолжительность испытаний. Если до испытаний тепловая сеть длительно не работала, то необходимо предварительно вывести ее на установившийся тепловой режим посредством длительного (до стабилизации тепловых потерь) поддержания температуры, намечаемой для проведения испытания.

Тепловые потери, кДж/с, испытуемого участка водяной тепловой сети

$$Q = V [\rho c_p (\tau_1 - \tau_2) + \Delta p], \quad (11.29)$$

где V — объемный расход теплоносителя, м³/с; Δp — потеря давления на участке, кПа; τ_1, τ_2 — температура теплоносителя в начале и конце участка, °C; c_p — теплоемкость воды, $c_p = 4,2$ кДж/(кг · °C); ρ — плотность воды, кг/м³.

Первый член правой части уравнения (11.29) учитывает компенсацию теплопотерь за счет изменения энтальпии теплоносителя; второй член — за счет работы трения, превращаемой в теплоту.

При малых потерях давления Δp вторым слагаемым пренебрегают. Удельные тепловые потери участка двухтрубной подземной тепловой сети, кДж/°C, вычисляют по приближенной формуле

$$q_y = \frac{Q}{\left(\frac{\tau_n + \tau_o}{2} - t_{окр} \right)}, \quad (11.30)$$

где Q — тепловые потери, кДж/с, при средней температуре теплоносителей в подающем и обратном трубопроводах соответственно τ_n и τ_o , °C; $t_{окр}$ — температура окружающей среды, °C.

Значением q_y пользуются для ориентировочного расчета тепловых потерь данного участка сети при различных режимах.

Тепловые потери паропроводов, кДж/с,

$$Q = G(h_1 - h_2), \quad (11.31)$$

где G — расход пара, кг/с; h_1 и h_2 — энтальпия пара в начале и конце паропровода, кДж/кг.

Тепловые испытания паропроводов существенно упрощаются, когда пар на всей длине испытуемого участка остается перегретым. Поэтому эти испытания целесообразно проводить при возможно более высоких расходах G и температурах t_1 пара на входе в паропровод.

Энтальпии h_1 и h_2 перегретого пара определяются по температуре и давлению пара. Если пар влажный, то для определения его энтальпии необходимо кроме температуры и давления измерять еще влажность, что существенно усложняет испытание.

11.6. ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы централизованного теплоснабжения являются важными звеньями энергетического хозяйства и инженерного оборудования городов и промышленных районов. На надежность, качество и экономичность теплоснабжения городов существенное влияние оказывает организационная структура эксплуатации СЦТ этих городов.

Выбор оптимальной структуры определяется конкретно для каждого города (промышленного района) в зависимости от масштабов СЦТ, а также технических характеристик этой системы.

Наиболее целесообразно единое управление СЦТ: источниками теплоты, магистральными и распределительными тепловыми сетями. Эксплуатацией теплоиспользующих установок и систем, как правило, должны заниматься их владельцы (потребители) либо своими силами и средствами, либо с привлечением специализированных предприятий.

Возможен вариант, когда энергоснабжающая организация будет выполнять также функции по эксплуатации теплоиспользующих установок у потребителей. Но это должно осуществляться по отдельному до-

говору с потребителем. При этом энергоснабжающая организация будет оказывать услуги по теплоснабжению, а не продавать тепловую энергию, т.е. предметом договора теплоснабжения между энергоснабжающей организацией и потребителем будет обеспечение комфорта в отапливаемых помещениях и температуры горячей воды в водоразборных кранах, требуемой санитарными правилами, независимо от количества теплоты, израсходованной потребителем.

В этом случае процессы производства, транспортировки, распределения теплоты и ее подачи потребителям будут находиться под единым техническим и организационно-экономическим управлением одной энергоснабжающей организации. Такая форма организации эксплуатации СЦТ дает возможность снизить затраты на административное управление и эксплуатацию СЦТ в целом, исключает «ведомственные перегородки» в технологически единой системе теплоснабжения и существенно повышает ее управляемость.

Для эксплуатации городских магистральных и распределительных тепловых сетей создаются специализированные предприятия «Тепловые сети» («Теплосеть»). Эти предприятия могут быть в составе энергосистем (АО-энерго), которые эксплуатируют ТЭЦ, или в составе муниципалитетов, отвечающих за теплоснабжение городов.

В сверхкрупных СЦТ (мощностью, например, более 1000 Гкал/ч) возможно разделение городских тепловых сетей между АО-энерго и муниципалитетами: магистральные тепловые сети закрепляются за АО-энерго, а распределительные — за муниципалитетами. Однако такое организационное решение требует четкого технологического структурирования СЦТ с созданием на границах передачи теплоносителя от одного предприятия другому технологических узлов управления и коммерческого учета тепловой энергии и теплоносителей.

Одна из основных задач, которую должны решать предприятия «Тепловые сети», — организация работы СЦТ в целом с координацией действий персонала источников теплоты, собственного персонала и персонала потребителей.

Предприятие «Теплосеть» должно обеспечивать подачу теплоносителей с заданными (зафиксированными в договорах теплоснабжения) параметрами (температурой и давлениями) на границах раздела с потребителями теплоты. При этом источники теплоты должны обеспечивать задаваемые диспетчером «Теплосети» параметры теплоносителя на выводных коллекторах, а персонал «Теплосети» — соответствующие параметры теплоносителя на границах раздела с потребителями.

Количество теплоносителя (а следовательно, и теплоты), отбираемого из тепловой сети, зависит от спроса на теплоту потребителей. При этом потребители обязаны соблюдать режимы отбора (потребления) тепловой энергии и теплоносителя из СЦТ: не допускать превышения расходов теплоносителя выше договорных величин и охлаждать теплоноситель на величину не менее, указанной в договоре теплоснабжения. Только в этом случае все потребители теплоты смогут обеспечить надежное и качественное теплоснабжение (естественно, при условии нормального состояния теплоиспользующих установок). Любые серьезные нарушения в режимах подачи и использования теплоносителя будут приводить к нарушениям в теплоснабжении потребителей. Причем указанные нарушения в теплоснабжении зачастую испытывают дисциплинированные потребители, которые выполняют указания «Теплосети». Связано это с тем, что менее квалифицированные и менее дисциплинированные потребители нарушают режимы теплопотребления: перерасходуют сверх договорных значений теплоносителя, перегружая при этом тепловую сеть, но не отбирают от теплоносителя тепловую энергию в полном объеме (возвраща-

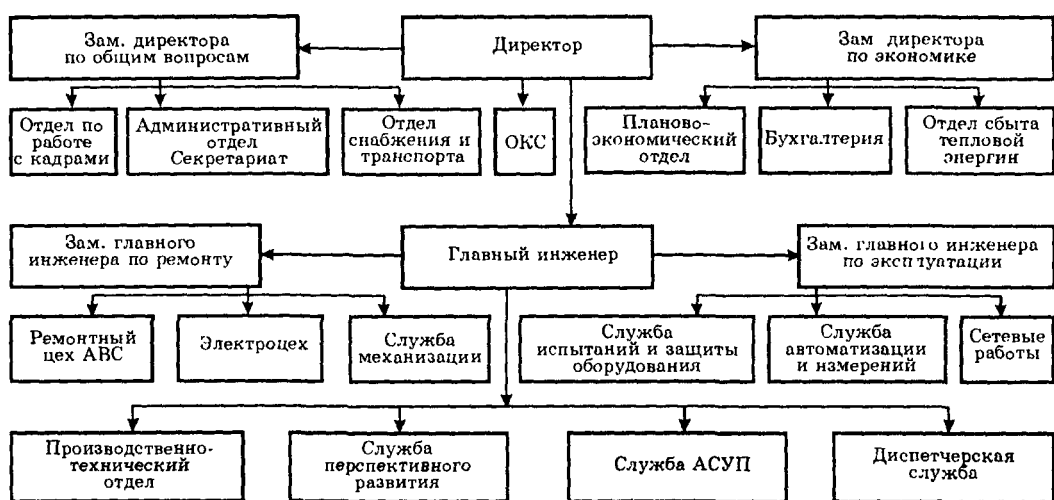


Рис. 11.6. Примерная организационная структура предприятия «Теплосеть»

ют теплоноситель на источник теплоты с температурой более высокой, чем это предусмотрено договором). В результате нарушений в режимах теплоснабжения снижаются располагаемые напоры в тепловой сети, а в случае если источником теплоты является ТЭЦ, снижается ее тепловая экономичность, потому что сокращаются объемы производства электроэнергии на тепловом потреблении.

Сказанное выше подчеркивает важную роль персонала «Теплосети» не только в теплоснабжении присоединенных к обслуживаемой сети потребителей, но и в повышении экономичности работы ТЭЦ и СЦТ в целом.

Организация работы персонала «Теплосети» регламентируется «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей» [80], «Правилами техники безопасности при обслуживании тепловых сетей» [81], Правилами Госгортехнадзора РФ, другими нормативно-техническими документами, действующими в электроэнергетическом комплексе страны, в коммунальной и промышленной энергетике.

На рис. 11.6 приведена примерная организационная структура предприятия «Тепловые сети». Основной производственной

единицей «Теплосети» является сетевой район, персонал которого обычно обеспечивает эксплуатацию тепловых сетей и СЦТ от одного (в редких случаях двух) источников теплоты.

Сетевые районы осуществляют эксплуатацию находящихся на балансе (в собственности) «Теплосети» тепловых сетей, надзор за тепловыми сетями, находящимися на балансе других предприятий, например, предприятий — оптовых потребителей (перепродавцов), а также обеспечивают режимы работы обслуживаемых СЦТ путем распределения теплоносителя между потребителями в соответствии с договорами теплоснабжения и указаниями диспетчерской службы «Теплосети». В задачу сетевого района входит также решение ряда проблем, связанных с продажей теплоты: организация коммерческого учета тепловой энергии и теплоносителей у своих потребителей, определение объемов этой теплоты и теплоносителей для оплаты потребителями и т. п.

Диспетчерская служба (ДС) «Теплосети» создается для обеспечения согласованной работы всех звеньев СЦТ. В зависимости от масштабов СЦТ ДС может иметь разную структуру: в относительно небольших

системах — одноступенчатую, а в крупных системах — двухступенчатую, состоящую из центрального диспетчерского пункта (ЦДП) и районных диспетчерских пунктов (РДП).

Для успешного выполнения их функций на диспетчерские пункты (ДП) должна постоянно поступать информация о параметрах теплоносителя в характерных точках СЦТ: на источниках теплоты, в насосных подстанциях, в узловых камерах сети, у крупных потребителей. Эти характерные точки находятся на значительном расстоянии от ДП. Поэтому для сбора информации используются средства телеизмерения по каналам связи городской телефонной сети и (или) по специальным кабельным линиям. Эти каналы связи используются не только для телеизмерений, но и для телеуправления отдельными элементами СЦТ (например, насосными подстанциями, важными коммутационными узлами в сети и т.п.).

Большое распространение получили автоматизированные системы диспетчерского управления (АСДУ) в составе автоматизированной системы управления предприятия (АСУП). Построение АСУП на каждом предприятии является индивидуальной задачей, так как нет двух одинаковых СЦТ и двух одинаковых предприятий «Теплосеть». В то же время в решении указанной проблемы разными предприятиями есть очень много общего. Поэтому в качестве рекомендаций могут быть использованы «Основные положения по созданию автоматизированных систем управления предприятиями «Тепловые сети» (АСУ-«Теплосеть»», разработанные и утвержденные РАО «ЕЭС России».

С помощью АСДУ персонал ДС предприятия «Теплосеть» выполняет много важных задач по эксплуатации СЦТ, таких как:

разработка и оптимизация режимов от пуска тепла от ТЭЦ и котельных и контроль за их выполнением;

разработка и оптимизация гидравлических и тепловых режимов работы тепловых сетей и контроль за их выполнением;

телеконтроль и телеуправление оборудованием насосных подстанций, крупных коммутационных узлов в сети, блокировочных связей, дренажных насосных и т.п.

руководство операциями по обнаружению и локализации повреждений тепловых сетей и сетевого оборудования;

координация работ и руководство оперативными действиями персонала источников теплоты, сетевых районов и потребителей теплоты в нормальных и аварийных ситуациях.

Выше отмечалось, что в целях проведения более эффективной работы по поддержанию режимов работы СЦТ в задачу сетевых районов входит также распределение теплоносителя между потребителями и контроль за режимами его потребления. Эту задачу сетевой район решает совместно с ДС.

Для того чтобы обеспечить наиболее эффективные режимы расходования теплоты и теплоносителей у потребителей, исключения случаев расточительного использования тепловой энергии, а также хищения теплоносителей и тепла, сетевые районы могут обращаться в органы Государственного энергетического надзора Российской Федерации (Госэнергонадзора РФ) с предложениями и требованиями принять меры административного воздействия на нерадивых потребителей. В соответствии с законами РФ.

Для поддержания высокой эксплуатационной надежности тепловых сетей и сетевого оборудования должен своевременно проводиться ремонт теплопроводов и оборудования. Ремонт осуществляется на основании результатов постоянного мониторинга и диагностики с использованием современных диагностических средств (см. разд. 11.5). Мелкий ремонт обеспечивается обычно силами сетевого района. Более

крупные ремонты, связанные с выводом теплопроводов в ремонт в заранее запланированные сроки, выполняются силами специализированных подрядных организаций либо собственными ремонтными цехами, если объемы ремонтных работ достаточны для постоянной загрузки ремонтного персонала в течение года.

Важное место в работе «Теплосети» занимает организация аварийных ремонтов тепловых сетей. Выше отмечалось, что в настоящее время состояние теплопроводов в большинстве российских СЦТ достаточно надежное. Не исключены случаи, когда в период низких наружных температур может произойти выход из строя теплопроводов с прекращением подачи теплоносителя потребителям теплоты. Поэтому необходимо считаться с этим обстоятельством. В большинстве крупных предприятий «Теплосеть» создаются **аварийно-восстановительные службы (АВС)**. В задачу АВС входит ликвидация повреждений теплопроводов в кратчайшие сроки при тесном взаимодействии с сетевым районом и ДС. Для решения поставленных задач АВС должна быть оснащена соответствующими средствами механизации (автотранспортом, экскаваторами, грузоподъемными машинами и механизмами, передвижными сварочными агрегатами и т.п., включая средства малой механизации).

Эксплуатацией автотранспорта, машин и механизмов занимается **служба механизации**, если эта функция не централизована в АО-энерго.

В «Теплосети» эксплуатируется большое количество электротехнического оборудования: крупных и мелких электродвигателей в насосных и дренажных подстанциях, в узловых камерах, на ГТП, в трансформаторных и (или) распределительных подстанциях, питающих насосные станции, много осветительного и другого электротехнического оборудования. Для его эксплуатации создаются **электротехническая служба (цех)**.

Для эксплуатации средств автоматизации, связи и АСУ, организации технологического контроля и коммерческого учета тепловой энергии и теплоносителей в сетевых районах и у потребителей создаются соответствующие подразделения: **служба автоматизации и измерений, служба АСУП**. Их структуры зависят от объемов обслуживаемого оборудования и организации эксплуатации СЦТ.

В «Теплосети» должно быть подразделение, в задачи которого входит защита оборудования от коррозии, поддержание нормальных водно-химических режимов СЦТ, выявление причин коррозионных повреждений теплопроводов, разработка и внедрение совместно с сетевыми районами, другими службами «Теплосети» и специализированными предприятиями мероприятий, препятствующих коррозионным процессам (**служба испытаний и защиты оборудования**). Для координации проблем, связанных с развитием СЦТ в «Теплосети» создается **служба перспективного развития (СПР)**, которая должна тесно сотрудничать с СПР АО-энерго и с городскими службами

Для организации нового строительства и реконструкции тепловых сетей, осуществления контроля за этими видами работ в «Теплосети» создаются (при необходимости) **отделы (группы) капитального строительства (ОКС)**. При малых объемах указанных работ эти функции осуществляют другие подразделения. Однако в любом случае очень важной остается функция по контролю за качеством выполнения строительно-монтажных и ремонтных работ, так как от этого во многом зависит надежность работы теплопроводов и, следовательно, надежность теплоснабжения потребителей. Указанные функции контроля осуществляют сетевые районы и **группы технического надзора «Теплосети»**.

Важной задачей в работе «Теплосети» является анализ результатов работы предприятия, в том числе учет и анализ повреж-

дений, разработка мероприятий по совершенствованию эксплуатации, применению новой техники, обучению персонала эффективным приемам труда, разработка соответствующих нормативных документов (инструкций по эксплуатации конкретных видов оборудования и т.п.). Указанные задачи в «Теплосети» решает производственно-технический отдел (служба).

Кроме технических служб в «Теплосети», как и на любом промышленном предприятии, имеются экономические и вспомогательные службы (планово-экономический и финансовый отдел(ы), бухгалтерия, служба снабжения и др.).

Все подразделения «Теплосети» должны работать согласованно в соответствии с положениями о каждом из них, чтобы исключить дублирование в работе и, наоборот, не оставить важный участок работы без ответственных исполнителей. Задачи по координации работы технических служб осуществляет главный инженер, а предприятия в целом — директор.

«Теплосеть» во многом влияет на надежность и качество теплоснабжения многочисленных потребителей города. Поэтому необходима активная работа «Теплосети» с городскими службами и предприятиями, несущими ответственность за теплоснабжение города, а также с промышленными потребителями, которые присоединены к тепловым сетям в данной СЦТ.

Не менее важной является работа «Теплосети» с источниками теплоты: ТЭЦ, котельными, источниками сбросной теплоты промышленных предприятий и т.п. по коор-

динации их работы в технологически единой СЦТ города.

Контрольные вопросы и задания

1. Что понимается под аварией и что понимается под отказом системы теплоснабжения?
2. Напишите формулу для определения времени, необходимого для ликвидации повреждения магистрального теплопровода. Почему это время возрастает с увеличением диаметра теплопровода и расстояния между секционирующими задвижками?
3. Почему минимальный диаметр магистрали, начиная от которого необходимо системное резервирование теплоснабжения, зависит от коэффициента аккумуляции отапливаемых зданий и расстояния между секционирующими задвижками? Приведите расчетное уравнение для определения этого диаметра.
4. На чем базируется метод поучастковых гидравлических испытаний сетей для выявления участков, пораженных коррозией?
5. Назовите основные пути повышения надежности водяных систем теплоснабжения.
6. Приведите выражение для изменения относительного расхода теплоты на отопление на 1°C отклонения температуры обратной воды от расчетного графика. На основе каких уравнений получена эта зависимость?
7. Перечислите методы обнаружения и ликвидации разрывов и неплотностей в тепловых сетях.
8. Укажите основные виды гидравлических и тепловых испытаний тепловых сетей.
9. Как проводятся поучастковые испытания тепловых сетей на герметичность? Каким показателем количественно характеризуется герметичность испытываемого участка?
10. В чем состоит методика проведения тепловых испытаний сетей на максимальную температуру?

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНВЕСТИЦИЙ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕКТЫ

12.1. ВИДЫ ИНВЕСТИЦИЙ И ИСТОЧНИКИ ФИНАНСИРОВАНИЯ ИНВЕСТИЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Обновление производственной базы предприятия, наращивание мощности объектов, освоение новых видов деятельности требуют в первую очередь, ресурсов для создания основных средств производства: зданий, сооружений, оборудования, передаточных устройств, позволяющих увеличить объем производимой продукции и получить прибыль.

Средства (капитал), вкладываемые в целях получения прибыли, называются *инвестициями*.

В общем случае инвестициями служат денежные средства, ценные бумаги, технологии, машины, оборудование, любое другое имущество или имущественные права, интеллектуальные ценности, вкладываемые в объекты предпринимательской деятельности в целях получения прибыли (дохода) и достижения положительного социального эффекта [157].

Инвестиции, в зависимости от характера объекта инвестирования, подразделяются на финансовые, нематериальные и материальные.

К финансовым (или портфельным) инвестициям относятся вложения средств в финансовые активы¹: в приобретение акций,

облигаций и других ценных бумаг, целевые денежные вклады, банковские депозиты.

Нематериальные инвестиции — это вложение средств в нематериальные активы: в «ноу-хау», подготовку кадров, научные исследования, программные продукты, приобретение лицензий.

Под материальными (капиталообразующими) инвестициями понимается вложение финансовых средств в создание и воспроизводство материальных объектов, т.е. в новое строительство, расширение, реконструкцию, техническое перевооружение действующего производства, а также вложение средств в создание материальных производственных запасов. Закон «Об инвестиционной деятельности в РФ» классифицирует инвестиции в создание и воспроизводство основных средств как капитальные вложения (капитальные затраты).

Капитальные затраты производятся в течение периода строительства или технического перевооружения объекта, продолжительность которого значительно меньше нормативного срока его эксплуатации, поэтому капитальные затраты также называют единовременными затратами.

Основными источниками инвестиций в энергетике являются:

собственные средства акционерных обществ энергетики и электрификации (АО-энерго) в виде амортизационных отчислений и части прибыли;

¹ Активы — это хозяйственные средства предприятия, в которые вкладывается или вложен капитал

привлеченные средства, т.е. средства, полученные от продажи ценных бумаг АО-энерго на фондовом рынке; средства, выделяемые вышестоящими холдинговыми и акционерными компаниями, промышленно-финансовыми группами;

заемные средства — кредиты отечественных и зарубежных банков; государственные кредиты, облигационные займы;

дивиденды, начисляемые на принадлежащий государству пакет акций РАО «ЕЭС России»;

средства, выделяемые на развитие электроэнергетики из бюджетов всех уровней от федерального до местного, а также из фондов поддержки предпринимательства;

средства внебюджетного целевого фонда финансовой поддержки энергетики и электрификации (внебюджетного инвестиционного фонда), формируемого из прибыли, а для объектов ядерной энергетики за счет себестоимости продукции;

частные инвестиции.

12.2. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНВЕСТИЦИЙ

Эффективность инвестиций характеризует экономическую целесообразность реализации проекта и определяется сопоставлением в денежном выражении получаемого результата (эффекта) с затратами.

В теории и практике оценки эффективности инвестиций наиболее разработаны и часто применяются два методических подхода: затратный и доходный.

Затратный подход к оценке эффективности инвестиций [158—160] применялся в отечественной практике в доперестроечный период.

Поскольку основным мотивом функционирования и развития предприятия в условиях рынка является получение дохода, отечественная практика технико-экономических расчетов сузила сферу применения затратных методов, сосредоточив внимание на разработке и использовании методов, в

основе которых лежит оценка доходности проектов. Основная причина отказа от затратных методов состоит в том, что они не дают ответа на вопрос: какой доход получит инвестор от вложения средств в проект?

Происшедшие в последние годы преобразования в экономике страны (приватизация и акционирование собственности, сокращение бюджетного финансирования капитального строительства при жесткой кредитной и налоговой политике, изменение структуры источников финансирования инвестиционной деятельности, формирование оптового и потребительских рынков энергии и мощности) потребовали коренного пересмотра методической базы и учета изменившихся условий при оценке эффективности инвестиций, в частности:

1. Расширилась сфера использования индивидуальных нормативов эффективности инвестиций. Увеличение состава участников инвестиционного процесса потребовало учета интересов всех инвесторов при оценке эффективности проектов и отказа от ранее задаваемого государством норматива эффективности капитальных вложений.

Основным источником инвестиционных ресурсов в условиях государственной формы собственности была часть национального дохода, идущая на накопление (фонд накопления). Размер фонда накопления в конкретный период времени ограничен. Поэтому общество не могло реализовать все предлагаемые проекты. Государство, являясь держателем дефицитных инвестиционных ресурсов, стремясь наиболее эффективно их использовать, диктовало уровень эффективности в размере нормативного коэффициента эффективности капитальных вложений, выделяя средства на реализацию только тех проектов, которые при производстве запланированного объема продукции обеспечивали эффективность инвестиций равную нормативной или выше.

В условиях многообразия форм собственности (акционерная, частная, государст-

венная, кооперативная, арендная и т.д.) инвесторы, используя привлеченный, заемный или собственный капитал, не могут ориентироваться на директивно заданный норматив эффективности, а определяют приемлемый для себя уровень доходности капитала. Так, при использовании привлеченного капитала эффективность инвестиций должна быть больше размера дивидендов, выплачиваемых по акциям; при использовании заемного капитала — больше процентов, выплачиваемых за пользование кредитом, или процентов по облигациям; при использовании собственных средств — выше процентов по депозитным вкладам в коммерческих банках.

2. Регулятором нормы дисконта (см. § 12.3) в новых условиях служит не экспертно обоснованный норматив эффективности капитальных вложений, а реальные процентные ставки по депозитам и кредитам банков.

3. В технико-экономических расчетах учитывается платность не только финансовых, но и природных ресурсов в виде платы за землю, воду, экологических платежей, а также выплата налогов, что ужесточает условия отбора проектов.

4. Привлечение иностранных инвестиций в энергетику России предопределило использование в отечественной практике методических подходов к оценке эффективности инвестиций, понятных иностранным инвесторам и обеспечивающих возможность сравнения альтернатив инвестирования капитала в российские и зарубежные проекты.

В настоящее время отечественная практика проведения технико-экономических расчетов руководствуется «Методическими рекомендациями по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования» [157], на базе которых в электроэнергетике разработаны «Практические рекомендации по оценке эффективности и разработке инвестиционных проектов и бизнес-планов в электро-

энергетике» [161]. Указанные нормативные документы основываются на методологии, применяемой в международной практике, и согласуются с методами, предложенными UNIDO (United Nations Industrial Development Organization) в «Руководстве по оценке эффективности инвестиций» [162].

Используемые в условиях рынка методы оценки эффективности инвестиций можно условно подразделить на две группы.

В первую группу входят методы, учитывающие дисконтирование затрат и результатов: метод чистого дисконтированного дохода, метод внутренней нормы доходности, метод срока окупаемости и метод оценки эффективности инвестиций по индексу доходности.

Вторая группа методов, не учитывающая дисконтирование, включает методы оценки эффективности инвестиций по издержкам производства, по чистой прибыли, по рентабельности инвестиций и по сроку окупаемости.

УСЛОВИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ СОПОСТАВИМОСТИ ВАРИАНТОВ

Выбор эффективного направления вложения инвестиций предполагает предварительное формирование исчерпывающего списка альтернативных вариантов (проектов), позволяющих решить одну и ту же задачу.

Например, возрастающий спрос на электрическую и тепловую энергию в районе может быть обеспечен:

увеличением (если позволяют технические условия) загрузки действующего оборудования на электростанциях и в котельных;
реализацией программ энергосбережения у потребителей;

строительством новой ТЭЦ;

строительством новой КЭС и котельных;
покупкой электрической мощности и электроэнергии на оптовом рынке и покупкой тепловой энергии у независимых производителей и т.д.

Безусловно, варианты могут отличаться по мощности и выработке энергии, так как число и единичная мощность агрегатов выражаются целыми числами.

Сравнение вариантов будет правомочным, если они приведены в сопоставимый (тождественный) вид.

Тождественность альтернативных вариантов обеспечивается выполнением условий энергетической и экономической сопоставимости.

Энергетическая сопоставимость заключается в том, что от взаимозаменяемых вариантов потребители должны получать равное количество полезной продукции одинакового ассортимента, заданного качества, с одинаковой надежностью электро- и теплоснабжения при равном воздействии на окружающую среду.

1. В энергетике приведение вариантов в сопоставимый вид по ассортименту продукции ввиду его ограниченности (электрическая и тепловая энергия) не представляет сложности. Для выполнения требования одинакового ассортимента в сравниваемые варианты включаются объекты, позволяющие выполнить данное условие. Так, при обосновании эффективности вложения инвестиций в ТЭЦ, вырабатывающую электрическую и тепловую энергию, она сравнивается со схемой раздельного энергоснабжения, т.е. с КЭС, производящей электроэнергию, и котельными, производящими тепловую энергию.

В отдельных случаях, когда невозможно обеспечить в одном из вариантов необходимый ассортимент продукции, в этом варианте учитываются дополнительные затраты на покупку недостающего вида продукции и выручка от последующей ее реализации. Если купить на стороне недостающий вид продукции невозможно, из альтернативного варианта исключаются затраты и выручка от реализации продукции, производство или покупку которой нельзя осуществить. Исключение затрат и выручки от

реализации допустимо лишь для неосновного вида продукции [163].

2. Сопоставимость вариантов по тепловой и электрической мощности предполагает, что от взаимозаменяемых вариантов генерирующих установок потребители получают одинаковую полезную мощность.

В энергетике процессы производства и потребления электроэнергии совпадают во времени, а процессы производства и потребления тепловой энергии имеют небольшой временной разрыв. Поэтому в каждый момент времени генерируемая электрическая и тепловая мощности в любом из альтернативных вариантов должны обеспечивать одинаковую передачу мощности потребителям. В противном случае в варианте, в котором это условие не выполняется, предусматривается создание дополнительной мощности или покупка недостающей мощности на стороне при обязательном учете в этом варианте затрат на создание и эксплуатацию дополнительной мощности либо на ее покупку.

3. Сопоставимость альтернативных вариантов по энергии означает, что во всех сравниваемых вариантах отпуск электрической и тепловой энергии потребителям должен быть одинаковым.

Приведение вариантов в сопоставимый вид по электрической и в меньшей мере тепловой энергии осложняется невозможностью их экономичного складирования (аккумулирования) в больших объемах. Поэтому при дефиците электроэнергии в одном из вариантов недостающая электроэнергия покупается на стороне при обязательном учете в расчетах затрат на ее покупку и выручки от реализации при последующей продаже.

При приведении вариантов в сопоставимый вид по отпуску тепловой энергии следует учитывать возможность ее аккумуляции в объемах, определяемых техническими возможностями и экономической целесообразностью. В случае невозможности аккумуляирования тепловой энергии недос-

тоток ее восполняется покупкой у независимых производителей

4. Качественные показатели электроэнергии (напряжение и частота переменного тока) и тепловой энергии (давление и температура теплоносителя) должны соответствовать стандартам и договорным условиям на поставку энергии, отклонения от которых допускаются в очень узком диапазоне.

Основной метод приведения вариантов в сопоставимый вид по качеству энергии заключается в учете в варианте с более низкими качественными показателями дополнительных затрат на мероприятия, позволяющие довести показатели качества энергии до требуемых значений. К таким мероприятиям можно отнести создание резервных генерирующих мощностей, повышение уровня изоляции тепловых сетей и теплоаккумулирующих баков, установку синхронных компенсаторов.

Учитывая, что тарифы на энергию устанавливаются при качественных параметрах, соответствующих стандартам и договорным условиям, сопоставимость вариантов по качеству продукции может обеспечиваться корректировкой тарифа в соответствии с изменением качественных показателей: чем ниже качество энергоносителя, тем ниже тариф.

5. Сопоставимость вариантов по надежности энергоснабжения потребителей обеспечивается созданием резервных мощностей или запасов продукции. Ввиду невозможности складирования электроэнергии надежность электроснабжения потребителей достигается резервированием генерирующих мощностей.

Сопоставимость вариантов по надежности теплоснабжения обеспечивается созданием резервных теплогенерирующих установок и тепловых аккумуляторов.

6. Приведение вариантов в сопоставимый вид по степени их вредного воздействия на окружающую среду осуществляется в первую очередь тем, что в число

альтернативных включаются варианты, для которых объем загрязняющих выбросов и сбросов в окружающую среду не превышает предельно допустимые выбросы (ПДВ) и сбросы (ПДС) при обязательном учете в издержках на производство продукции экологических платежей в пределах нормативных выбросов и сбросов.

В случае превышения допустимых выбросов и сбросов загрязняющих веществ сопоставимость вариантов достигается учетом платы за сверхнормативное загрязнение окружающей среды.

7. В альтернативных вариантах должны быть реализованы современные достижения научно-технического прогресса.

Экономическая сопоставимость вариантов обеспечивается расчетом экономических показателей в сопоставимых ценах.

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНВЕСТИЦИЙ С УЧЕТОМ ДИСКОНТИРОВАНИЯ

Концепция потока реальных денег. Определение эффективности инвестиций базируется на концепции потока реальных денег и предполагает на каждом шаге расчета соизмерение притока и оттока реальных денег по проекту в пределах расчетного периода.

Под расчетным периодом понимается период времени от вложения первого рубля в проект на предпроектной стадии до момента окончания существования объекта.

Продолжительность расчетного периода принимается исходя из следующих факторов: продолжительности периода проектирования, создания, эксплуатации и ликвидации объекта;

средневзвешенного нормативного срока службы основного технологического оборудования,

требований инвестора.

Расчетный период измеряется количеством шагов расчета, которыми могут быть месяц, квартал, год.

Принимая за расчетный шаг 1 год, необходимо для каждого года расчетного периода определить отток (расходы) и приток (доходы) реальных денег.

Отток реальных денег включает:

инвестиции, вкладываемые в создание материальных и нематериальных основных средств;

текущие затраты в соответствии со сметой затрат на производство и реализацию продукции;

все аиды налогов и отчислений, расходы на выплату дивидендов по акциям;

расходы на эмиссию собственных ценных бумаг и т.д.

Приток реальных денег включает выручку от реализации продукции, выручку от реализации излишних или ликвидируемых основных средств, субсидии, льготы по налогообложению и другим выплатам.

В общем случае результат от соизмерения на каждом шаге расчета всех притоков Π_t и оттоков реальных денег O_t по проекту составит

$$R_t = \Pi_t - O_t, \quad (12.1)$$

где t — шаг расчета.

Значения R_t , представленные в виде динамического ряда за весь расчетный период, формируют так называемый *поток реальных денег*.

Соответственно $R_t = \Pi_t - O_t$ называется элементом *потока реальных денег*.

В общем случае при расчетном шаге, равном 1 году, элемент потока реальных денег в год t , руб., формируется как

$$R_t = BP_t - И'_t - H_t - K_t + Л_t, \quad (12.2)$$

где BP_t — выручка от реализации продукции (товаров, услуг) и другие поступления денежных средств, характерные для данного инвестиционного проекта в год t расчетного периода; $И'_t$ — текущие затраты на производство и реализацию продукции (товаров, услуг) без учета амортизационных отчислений от стоимости основных

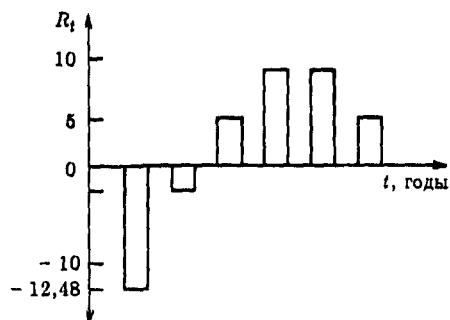


Рис. 12.1. Формирование потока реальных денег

средств; H_t — налоги и сборы, не учитываемые в текущих затратах, взимаемые в год t в рамках данного инвестиционного проекта в соответствии с налоговым законодательством; K_t — инвестиции (капитальные вложения) в год t , $Л_t$ — ликвидационная стоимость основных средств в год t , равная разности между доходом, полученным от реализации ликвидируемого объекта, и затратами на его ликвидацию.

При расчете оттока реальных денег в составе текущих затрат не следует учитывать амортизационные отчисления, так как они остаются у владельцев основных средств, накапливаются и увеличивают приток реальных денег.

В реальной практике приток и отток реальных денег формируют десятки составляющих. Для правильного понимания концепции потока реальных денег в табл. 12.1 приведен упрощенный пример формирования потока для варианта условной ТЭЦ, из которого следует, что в годы, когда аккладываются инвестиции и отсутствуют или недостаточны объемы реализации продукции, элементы потока реальных денег имеют отрицательное значение (рис. 12.1).

Учет дисконтирования в технико-экономических расчетах. Концепция потока реальных денег предполагает соизмерение их притока и оттока за весь расчетный период, начиная от вложения первого рубля на предпроектной или проектной стадии и за-

Показатель	Расчетный период, годы					
	1	2	3	4	5	6
Приток реальных денег						
Выручка от реализации электрической энергии	—	12	19	22	22	20
тепловой энергии	0,5	8	10	10	10	9
Итого приток реальных денег Π_t	0,5	20	29	32	32	29
Отток реальных денег						
Инвестиции	12,5	4,0	—	—	—	—
Текущие затраты без амортизации	0,4	15	18	18	18	17,2
Налоги	0,08	3	4	4	4	3,8
Выплата процентов по кредитам	—	—	2	3	3	3
Итого отток реальных денег O_t	12,98	22	24	25	25	24
Поток реальных денег $R_t = \Pi_t - O_t$	-12,48	-2	5	7	7	5

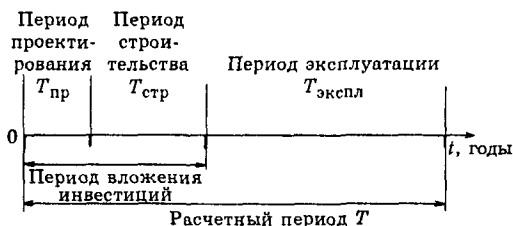


Рис. 12.2. Расчетный период при пуске объекта в эксплуатацию сразу на полную мощность

канчивая последним годом существования объекта.

Энергетические объекты имеют длительные расчетные периоды около 30—40 лет, так как в среднем период проектирования крупных тепловых электростанций составляет не менее 3—5, период строительства 5—6, нормативный период эксплуатации ТЭС — 30 лет.

Инвестиции в проект вкладываются в течение периода проектирования и строительства объекта. Поэтому, если эксплуатация объекта начинается по завершении его строительства в целом, расчетный период $T = T_{\text{пр}} + T_{\text{стр}} + T_{\text{экспл}}$ (рис. 12.2).

В энергетике для ускорения отдачи от инвестиций электростанции и котельные пускаются в эксплуатацию очередями (блока-



Рис. 12.3. Расчетный период при вводе объекта в эксплуатацию очередями

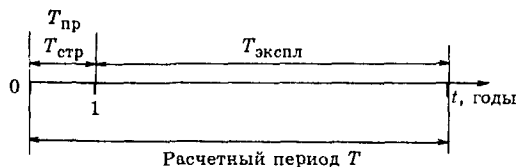


Рис. 12.4. Расчетный период при длительности срока проектирования и строительства объекта один год

ми), т.е. параллельно процессу эксплуатации уже построенных агрегатов идет строительство последующих. Для данной ситуации расчетный период показан на рис. 12.3.

Для объектов небольшой мощности, возводимых по типовым проектам и не требующих длительного времени для привязки проекта к площадке, строительство возможно осуществить в течение 1 года.

Расчетный период в этом случае составит $T = T_{\text{эксп}} + 1$ (рис. 12.4).

Если по завершении периода эксплуатации объект выводится в консервацию и его ликвидация требует определенного времени, расчетный период

$$T = T_{\text{пр}} + T_{\text{стр}} + T_{\text{эсп}} + T_{\text{конс}} + T_{\text{ликв}},$$

где $T_{\text{конс}}$, $T_{\text{ликв}}$ — соответственно время, в течение которого объект находится в консервации или ликвидируется.

При сравнении альтернативных вариантов расчетный период должен быть одинаковым для всех вариантов. В случае, если расчетный период для первого варианта больше, чем для второго, второй вариант искусственно дополняется условным проектом, который заканчивается в то же время, что и первый.

Учитывая большую длительность расчетного периода, разновременность вложения средств и получения доходов очевидно, что рубль, вложенный в проект в первый год расчетного периода, изменяет свою ценность в последующие годы. Например, если в первый год в банк вложена сумма C_0 , то с учетом выплаты процентов по вкладу p через год эта сумма будет $C_0 + pC_0 = C_0(1 + p)$, а через два года $C_0(1 + p) \times (1 + p) = C_0(1 + p)^2$ и т.д.

Учитывая сказанное, при оценке эффективности инвестиционных проектов соизмерение разновременных оттоков и притоков денежных средств осуществляется их приведением (дисконтированием) к определенному году расчетного периода.

Дисконтирование — это приведение разновременных экономических показателей к какому-либо одному моменту времени.

Дисконтирование возможно к любому году расчетного периода, наиболее часто оно осуществляется к началу или к концу расчетного периода. В общем случае дис-

континирование к любому году расчетного периода производится по формуле

$$C_\tau = C_t(1 + p)^{\tau - t}, \quad (12.3)$$

где τ — год, к которому осуществляется дисконтирование; t — год, от которого осуществляется дисконтирование; C_t — значение дисконтируемого показателя в год t ; p — норма дисконта, равная приемлемой для инвестора норме дохода на капитал; $\alpha_t = (1 + p)^{\tau - t}$ — дисконтный множитель, или коэффициент дисконтирования.

Для упрощения процедуры формирования показателя степени при коэффициенте дисконтирования отсчет лет целесообразно начинать не с первого, а с нулевого года расчетного периода.

Так, если в начальный год расчетного периода в проект вкладывается 10 млн руб. с десятью процентами годового дохода ($p = 0,1$), дисконтированная к последнему году ($T = 3$) стоимость 10 млн руб. при разных системах отсчета лет расчетного периода составит:

при начале отсчета с первого года, $C_T = C_1(1 + p)^{\tau - 1}$

$$C_3 = 10(1 + 0,1)^{3 - 1} = 10(1 + 0,1)^2 = 12,1 \text{ млн руб.};$$

при начале отсчета с нулевого года продолжительность периода не меняется, оставаясь равной трем годам. При этом последнему году присваивается не третий, а второй номер (рис. 12.5).

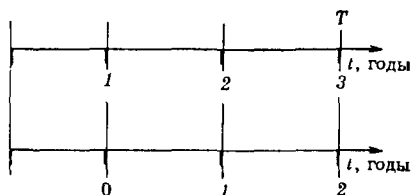


Рис. 12.5. Схема изменения начального года расчетного периода



Рис. 12.6. Определение текущей и будущей дисконтированной стоимости

В этом случае дисконтированная к последнему году ($T = 2$) стоимость составит

$$C_2 = C_0(1 + p)^{2-0} = 10(1 + 0,1)^2 = 12,1 \text{ млн руб.}$$

Пример констатирует, что независимо от способа начала отсчета расчетного периода дисконтированная стоимость не изменяется.

Дисконтирование к последнему T или любому (не нулевому) году расчетного периода t позволяет оценить будущую стоимость капитала, вкладываемого сегодня (рис. 12.6).

Будущая стоимость, дисконтированная к последнему году расчетного периода, определяется как

$$C_T = C_t(1 + p)^{T-t}, \quad (12.4)$$

где T — последний год расчетного периода; t — любой текущий год расчетного периода; C_t — стоимость в год t .

Определение текущей дисконтированной стоимости предполагает дисконтирование притоков и оттоков реальных денег к началу расчетного периода ($t = 0$) (см. рис. 12.6). В этом случае инвестор определяет, какую сумму необходимо израсходовать сегодня, чтобы через некоторый период получить должный доход. Если инвестор помещает деньги в банк, ему следует определить, какую сумму он должен вложить в банк сегодня, чтобы получить через год доход, равный C_1 при p процентах годовых

выплат по вкладам. Через год с учетом выплаты процентов по вкладам на счете в банке должна быть сумма $C_1 = C_0(1 + p)$. Отсюда дисконтированная к началу расчетного периода стоимость составляет

$$C_0 = C_1 / (1 + p) = C_1(1 + p)^{-1}. \quad (12.5)$$

В общем случае текущая дисконтированная стоимость C_0 , т.е. стоимость, приведенная к началу расчетного периода, вычисляется как

$$C_0 = C_t / (1 + p)^t = C_t(1 + p)^{-t}, \quad (12.6)$$

где t — любой текущий год расчетного периода; C_t — стоимость в год t , дисконтируемая к началу расчетного периода.

Поскольку коэффициент дисконтирования $(1 + p)^{-t}$ меньше единицы, текущая дисконтированная стоимость меньше будущей стоимости, т.е. $C_0 < C_t$. Из выражения (12.6) следует, что текущая дисконтированная стоимость уменьшается, если инвестиции вкладываются в год, более отдаленный от настоящего момента, так как чем больше t , тем меньше коэффициент дисконтирования $\alpha_t = (1 + p)^{-t}$. В результате, чем отдаленнее во времени платежи, тем меньшее влияние они оказывают на текущую дисконтированную стоимость.

Дисконтированная стоимость зависит от нормы дисконта p , входящей в дисконтный множитель,

$$\alpha_t = 1 / (1 + p)^t = (1 + p)^{-t}, \quad (12.7)$$

поэтому объективное (или хотя бы удовлетворяющее всех участников) обоснование ее размера очень важно.

Выбор нормы дисконта не является однозначным и зависит от ряда факторов:

положения на рынке капитала и ставки учетного процента;

требований инвестора к уровню доходности капитала;

источника финансирования капитала.

Норма дисконта отражает возможную цену капитала, соответствующую доходу инвестора, который он мог бы получить при альтернативном использовании капитала и при одинаковых финансовых рисках в вариантах инвестирования.

Норма дисконта — это минимальная норма дохода, ниже которой инвестору вложение капитала невыгодно.

В частности, если инвестор вкладывает собственный капитал, норма дисконта должна быть выше банковского процента по депозитным вкладам, если инвестор использует заемный капитал — выше процента по долгосрочным кредитам, акционерный капитал — выше дивидендов по акциям.

В случае вложения в проект смешанного капитала норма дисконта определяется как средневзвешенная доходность (цена) капитала, рассчитанная с учетом структуры капитала,

$$P_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^n P_i A_i, \quad (12.8)$$

где n — виды капитала (собственный, заемный, акционерный и пр.); P_i — цена i -го вида капитала; A_i — доля i -го вида капитала в общем капитале, инвестируемом в проект.

При расчете эффективности инвестиций используют один из трех подходов к выбору нормы дисконта:

усредненная стоимость капитала, т.е. усредненные выплаты по различным вкладам занятого капитала — обыкновенным и привилегированным акциям, облигациям, ставки по долгосрочному кредиту и т.д.;

субъективные оценки, основанные на опыте работы предприятия.

На практике норма дисконта устанавливается больше цены капитала в результате инфляции и разной степени риска инвестирования проектов, т.е.

$$p = p_{\text{ср}} + b + c, \quad (12.9)$$

где $p_{\text{ср}}$ — средневзвешенная цена капитала без учета инфляции и риска; b — темп инфляции; c — рисковая премия, зависящая от степени риска инвестирования (чем рискованнее вложение инвестиций в проект, тем больше должна быть рисковая премия).

Кроме внешних факторов на выбор нормы дисконта влияют и внутренние факторы, связанные с кредитоспособностью фирмы, оценкой ее ближайшего и отдаленного будущего. В итоге инвестор принимает в качестве нормы для дисконтирования некоторый приемлемый для него уровень доходности.

Метод чистого дисконтированного дохода. Чистый дисконтированный доход (ЧДД) определяется как сумма дисконтированной разности между притоками и оттоками реальных денег по проекту за весь расчетный период. Фактически разность между притоками и оттоками реальных денег представляет собой элемент потока реальных денег в год t , т.е. $R_t = P_t - O_t$.

В результате ЧДД определяется как интегральная сумма дисконтированных элементов потока реальных денег с учетом знаков за весь расчетный период:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^T R_t (1 + p)^{-t}. \quad (12.10)$$

Если $\text{ЧДД} > 0$, доходность инвестиций выше нормы дисконта; дисконтированный приток больше дисконтированного оттока реальных денег за весь расчетный период, а значит, вложение инвестиций в данный проект экономически эффективно.

При $\text{ЧДД} = 0$ доходность инвестиций равна норме дисконта, дисконтированные притоки равны дисконтированным оттокам реальных денег — доходность проекта нулевая.

В случае $\text{ЧДД} < 0$ дисконтированный отток реальных денег превышает дисконтированный их приток за весь расчетный период, следовательно, вложение инвестиций в данный проект экономически неэффек-

Таблица 12.2. Расчет чистого дисконтированного дохода, млн. руб

Показатель	Расчетный период, годы					
	0	1	2	3	4	5
Поток реальных денег $R_t = P_t - O_t$	-12,48	-2	5	7	7	5
Коэффициент дисконтирования $\alpha_t = (1 + 0,1)^{-t}$	1,0	0,9091	0,8264	0,7513	0,6830	0,6209
Дисконтированный поток реальных денег $R_t \alpha_t$	-12,48	-1,878	4,132	5,259	4,781	3,104

тивно, доходность проекта ниже нормы дисконта.

При сравнении альтернативных проектов предпочтение следует отдавать проекту с большим положительным значением ЧДД.

В табл. 12.2 для потока реальных денег, рассчитанного в табл. 12.1, приведен расчет ЧДД при норме дисконта $p = 0,1$ и расчетном периоде $T = 6$ лет:

$$\begin{aligned} \text{ЧДД} &= \sum_0^5 R_t \alpha_t = -12,48 - 1,878 + 4,132 + \\ &\quad + 5,259 + 4,781 + 3,104 = \\ &= -14,358 + 17,276 = 2,918 \text{ млн руб.} \end{aligned}$$

Из расчета следует: $\text{ЧДД} > 0$, вложение инвестиций в проект выгодно.

Метод срока окупаемости. Срок окупаемости — период времени, в течение которого за счет притока реальных денег окупаются вложения в проект.

Определение срока окупаемости предполагает расчет дисконтированных элементов потока реальных денег и их последовательное суммирование по годам с учетом знаков до тех пор, пока интегральная величина дисконтированного потока реальных денег не изменит знак с «минуса» на «плюс». Иными словами, если интегральная сумма элементов потока реальных денег за период от нулевого года до года t

$$\text{ЧДД}_t = \sum_{i=0}^t R_i (1+p)^{-i} < 0,$$

а за период от нулевого года до года $(t+1)$

$$\text{ЧДД}_{(t+1)} = \sum_{i=0}^{t+1} R_{(t+1)} (1+p)^{-(t+1)} > 0,$$

это означает, что вложенный капитал окупается в период между годом t и $(t+1)$ расчетного периода и срок окупаемости находится в диапазоне $t < T_{\text{ок}} < (t+1)$.

Срок окупаемости определяется графически или интерполяцией как

$$T_{\text{ок}} = t - \frac{\text{ЧДД}_t}{\text{ЧДД}_{(t+1)} - \text{ЧДД}_t}. \quad (12.11)$$

Сроку окупаемости соответствует точка, в которой $\text{ЧДД} = 0$, т.е. дисконтированный приток реальных денег равен дисконтированному оттоку (рис. 12.7):

$$\sum_0^{T_{\text{ок}}} P_i (1+p)^{-i} = \sum_0^{T_{\text{ок}}} O_i (1+p)^{-i}.$$

Расчетный срок окупаемости сравнивается с периодом времени, удовлетворяющим инвестора, после чего принимается решение об инвестировании проекта.

Если расчетный срок окупаемости меньше периода окупаемости, приемлемого для инвестора, т.е. $T_{\text{ок}} < T_{\text{ок инв}}$, вложение инвестиций в проект эффективно; при обратном соотношении сроков ($T_{\text{ок}} > T_{\text{ок инв}}$) — нецелесообразно.

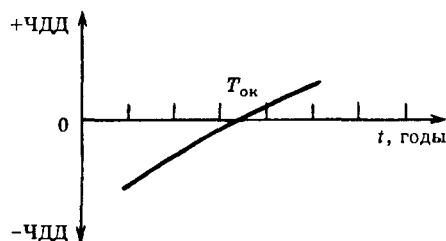


Рис. 12.7. Определение срока окупаемости инвестиционного проекта

Таблица 12.3 Расчет срока окупаемости

Показатель	Расчетный период, годы					
	0	1	2	3	4	5
Дисконтированный поток реальных денег, млн руб	-12,48	-1,878	4,132	5,259	4,781	3,104
Сумма дисконтированных элементов потока реальных денег по годам, млн руб	-12,48	-14,358	-10,226	-4,967	-0,186	2,918

При сравнении альтернативных проектов по критерию срока окупаемости отбирается проект с самым коротким сроком окупаемости или проект, укладывающийся в допустимый для инвестора срок окупаемости.

В отличие от ЧДД, характеризующего эффективность инвестиционного проекта, срок окупаемости является критерием, в определенной степени оценивающим риск инвестора. Неуверенность в достоверности прогнозов растет с удалением во времени от настоящего момента, что увеличивает предпринимательский риск. Очевидно, что существует максимальная граница срока окупаемости, при переходе которой риск вложения средств возрастает до такой степени, что вложение капитала становится неприемлемым.

По результатам расчета дисконтированного потока реальных денег (см. табл. 12.2) в табл. 12.3 приведены результаты расчета срока окупаемости.

Дисконтированные элементы потока реальных денег последовательно суммируются по годам:

Год расчетного периода	Сумма, млн руб
нулевой	-12,48
первый	-12,48 + (-1,878) = -14,358
второй и т.д.	-14,358 + 4,132 = -10,226

Из табл. 12.3 видно, что сумма дисконтированных элементов потока реальных денег изменяет знак с минуса на плюс между четвертым и пятым годами.

В результате между четвертым и пятым годами находится срок окупаемости, т.е.

$$T_{\text{ок}} = 4 - \frac{\text{ЧДД}_4}{\text{ЧДД}_5 - \text{ЧДД}_4} =$$

$$= 4 - \frac{-0,186}{2,918 - (-0,186)} = 4 - (-0,06) =$$

$$= 4,06 \text{ года.}$$

Учитывая, что отсчет расчетного периода был начат не с первого, а с нулевого года, срок окупаемости равен $4,06 + 1 = 5,06$ года, т.е. инвестиции в проект окупятся за 5,06 года.

МЕТОД ВНУТРЕННЕЙ НОРМЫ ДОХОДНОСТИ

Внутренняя норма доходности (ВНД) — это неизвестная норма доходности капитала, при которой чистый дисконтированный доход равен нулю.

Для вычисления ВНД целесообразно воспользоваться модифицированной формулой для нахождения ЧДД.

$$\text{ЧДД} = \sum_{i=0}^T \frac{P_i - O'_i}{(1+r)^i} - \sum_{i=0}^T \frac{K_i}{(1+r)^i}, \quad (12.12)$$

где r — внутренняя норма доходности; O'_i — отток реальных денег без учета инвестиций, $O'_i = O_i - K_i$.

Поскольку при доходности инвестиций в размере $\text{ВНД} = r$ чистый дисконтированный доход должен быть равен нулю, то можно записать уравнение

$$\sum_{i=0}^T \frac{P_i - O'_i}{(1+r)^i} - \sum_{i=0}^T \frac{K_i}{(1+r)^i} = 0, \quad (12.13)$$

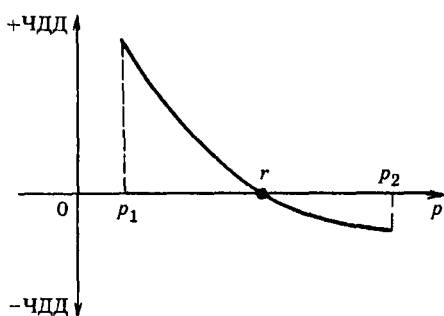


Рис. 12.8. Определение внутренней нормы доходности

где Π_t — приток реальных денег в год t ; K_t — инвестиции в год t ; r — неизвестная норма дисконта, равная ВНД проекта.

Для случая вложения всех инвестиций в нулевой год уравнение упрощается:

$$-K_0 + \sum_{t=0}^T \frac{\Pi_t - O'_t}{(1+r)^t} = 0. \quad (12.14)$$

Выражение представляет собой полином T -й степени, решение которого является аналитически невозможным уже при $t = 3$. Поэтому для определения ВНД используется метод итеративного приближения:

выбирается первая ставка дисконта p_1 и определяется значение ЧДД₁;

при следующей итерации выбирается второе значение ставки дисконта p_2 . При ее выборе следует соблюдать правила: если ЧДД₁ > 0, то $p_2 > p_1$; если ЧДД₁ < 0, то $p_2 < p_1$.

Итеративные расчеты с выбором последующей нормы дисконта продолжаются до тех пор, пока ЧДД не поменяет знак. В диапазоне двух последних значений нормы дисконта находится ВНД, определяемая по формуле (2.15) или графически (рис. 12.8):

$$r = p_1 + \frac{\text{ЧДД}_1(p_2 - p_1)}{\text{ЧДД}_1 - \text{ЧДД}_2}. \quad (12.15)$$

При расчете ВНД в (12.15) значение ЧДД подставляется с соответствующими знаками.

При определении ВНД рекомендуется, чтобы p_1 и p_2 отличались не более чем на один или два процентных пункта. Результат не будет достоверным, если это различие слишком велико, так как норма дисконта и ЧДД не связаны линейно.

Рассчитанное значение r сравнивается с альтернативной стоимостью капитала, например с процентом по кредиту k . Если $r > k$, при реализации проекта доход на 1 руб. инвестиций больше процента за кредит, что обеспечивает эффективность проекта.

Если $r < k$, доходность проекта недостаточна для возмещения кредита, что делает проект неэффективным.

Использование ВНД в качестве критерия эффективности инвестиций целесообразно при высокой неопределенности цены капитала, т.е. при слабой прогнозируемости или непредсказуемости банковских процентных ставок.

Расчеты показывают, что ранжирование проектов по значению ВНД может привести к результатам, отличным от результатов, полученных при использовании для этих целей других критериев, например ЧДД, так как расчет ЧДД проводится при заданной норме дисконта, а при использовании метода внутренней нормы доходности она определяется расчетным путем.

В соответствии с результатами расчета, представленными в табл. 12.4, внутренняя норма доходности составит

$$\begin{aligned} \text{ВНД} = r &= p_1 + \frac{\text{ЧДД}_1(p_2 - p_1)}{\text{ЧДД}_1 - \text{ЧДД}_2} = \\ &= 0,1 + \frac{2,918(0,2 - 0,1)}{2,918 - (-1,238)} = 0,1 + \frac{0,2918}{4,156} = \\ &= 0,1 + 0,07 = 0,17. \end{aligned}$$

Таблица 12.4 Расчет внутренней нормы доходности, млн руб.

Показатель	Расчетный период, годы					
	0	1	2	3	4	5
Поток реальных денег, млн руб	-12,48	-2	5	7	7	5
Коэффициент дисконтирования $\alpha_i^1 = (1 + p_1)^{-i} = (1 + 0,1)^{-i}$	1,0	0,9091	0,8264	0,7513	0,6830	0,6209
Дисконтированный поток реальных денег $R_i \alpha_i^1$, млн руб	-12,48	-1,878	4,132	5,259	4,781	3,104
	$\text{ЧДД}_1 = \sum_{i=0}^5 R_i \alpha_i^1 = 2,918 > 0, \text{ значит } p_2 > p_1$					
Коэффициент дисконтирования $\alpha_i^2 = (1 + p_2)^{-i} = (1 + 0,2)^{-i}$	1,0	0,8333	0,6944	0,5787	0,4823	0,4019
Дисконтированный поток реальных денег $R_i \alpha_i^2$, млн руб	-12,48	-1,466	3,472	4,051	3,376	2,009
	$\text{ЧДД}_2 = \sum_{i=0}^5 R_i \alpha_i^2 = -1,238$					

Таблица 12.5 Расчет чистого дисконтированного дохода при доходности проекта, равной ВНД, млн руб.

Показатель	Расчетный период, годы					
	0	1	2	3	4	5
Поток реальных денег R_i	-12,48	-2	5	7	7	5
Коэффициент дисконтирования $\alpha_i = (1 + r)^{-i} = (1 + 0,17)^{-i}$	1,0	0,8547	0,7305	0,6244	0,5337	0,4561
Дисконтированный поток реальных денег $R_i \alpha_i$	-12,48	-1,709	3,653	4,470	3,785	2,281

Расчет ЧДД при норме дисконта, равной внутренней норме доходности, подтверждает, что при $p = r$ ЧДД = 0 (табл. 12.5):

$$\begin{aligned} \text{ЧДД} &= \sum_{i=0}^5 R_i \alpha_i = -12,48 - 1,709 + 3,653 + \\ &+ 4,470 + 3,785 + 2,281 = -14,89 + 14,89 = 0. \end{aligned}$$

Метод индекса доходности инвестиций. Коэффициент, характеризующий отношение дисконтированного притока реальных денег к дисконтированному оттоку называется *индексом доходности инвестиций* (ИД).

$$\text{ИД} = \frac{\sum_{i=0}^T P_i (1 + p)^{-i}}{\sum_{i=0}^T O_i (1 + p)^{-i}}. \quad (12.16)$$

Если ИД > 1, вложение инвестиций в проект эффективно. Индекс доходности используется для ранжирования проектов по уровню эффективности, когда налицо жесткий дефицит инвестиций. В первую очередь инвестиции вкладываются в проекты с большим индексом доходности.

Этот критерий, пользующийся широкой популярностью, имеет серьезный недостаток, так как не позволяет соизмерить ЧДД в данный проект относительно других проектов. Например, небольшой по масштабу проект может иметь более высокий индекс доходности по сравнению с крупным проектом, в то время как ЧДД у последнего может оказаться большим.

Схема расчета индекса доходности представлена в табл. 12.6, исходные данные взяты из табл. 12.1.

Таблица 12.6. Расчет индекса доходности по проекту, млн руб.

Показатель	Расчетный период, годы					
	0	1	2	3	4	5
Приток реальных денег Π_t	0,5	20	29	32	32	29
Коэффициент дисконтирования $\alpha_t = (1 + 0,1)^{-t}$	1,0	0,9091	0,8264	0,7513	0,6830	0,6209
Дисконтированный приток реальных денег $\Pi_t \alpha_t$	0,5	18,182	23,966	24,042	21,856	18,006
Отток реальных денег O_t	12,98	22	24	25	25	24
Дисконтированный отток реальных денег $O_t \alpha_t$	12,98	20,00	19,834	18,783	17,075	14,902

$$\text{ИД} = \frac{\sum_{t=0}^T \Pi_t (1+p)^{-t}}{\sum_{t=0}^T O_t (1+p)^{-t}} =$$

$$= \frac{0,5 + 18,182 + 23,966 + 24,042 + 21,856 + 18,006}{12,98 + 20 + 19,834 + 18,783 + 17,075 + 14,902} =$$

$$= \frac{106,552}{103,574} = 1,029.$$

Отбор и ранжирование инвестиционных проектов. Выбор наиболее эффективных инвестиционных проектов с целью принятия правильных решений — сложная проблема при формировании инвестиционных планов предприятия.

Анализ критериев эффективности инвестиций, рассчитанных для единичного проекта, показывает, что, поскольку все критерии (ЧДД, ВНД, ИД, $T_{\text{ок}}$) представляют разные версии единой концепции потока реальных денег, между ними соблюдаются определенные соотношения (табл. 12.7).

Выполнение соотношений между критериями, рассчитанными для единичного про-

Таблица 12.7 Соотношение критериев эффективности инвестиций

ЧДД	ИД	ВНД
> 0	> 1	$r > p$
< 0	< 1	$r < p$
0	1	$r = p$

екта, позволяет однозначно сделать вывод о его эффективности или ее отсутствии.

Согласованность критериев характерна для одного проекта, но не выполняется при сравнении нескольких.

В частности, практика оценки эффективности инвестиционных проектов показывает:

при большем значении ЧДД по проекту ВНД может быть меньше, а срок окупаемости больше, чем в альтернативном варианте, и т.д.;

одно и то же значение ЧДД может быть получено для разных по значению или структуре потоков реальных денег;

для проектов с разными ЧДД может иметь место одинаковая внутренняя норма доходности;

при разных объемах инвестиций индекс доходности по разным проектам может быть одинаковым и т.д.

Существенное влияние на значение критериев и их соотношение оказывают:

структура и распределение во времени вкладываемого капитала;

структура потока реальных денег;

продолжительность расчетного периода;

Безусловно, что решение одобрить или отклонить проект в первую очередь зависит от того, насколько он соответствует главной стратегической цели предприятия, поскольку проектный анализ является лишь неотъемлемой частью процесса перспективного планирования развития предприятия.

При этом решение об инвестировании проекта должно приниматься с учетом значения всех критериев и интересов участников инвестиционного проекта

Выбор критериев отбора проектов зависит также от взаимосвязи анализируемых проектов [164]

Практика показывает, что чаще всего в качестве критерия эффективности инвестиционных проектов используется ЧДД, так как он показывает ожидаемую максимальную доходность данного проекта из всех рассматриваемых

В общем случае совместное использование ЧДД и ВНД рекомендуется для выбора наиболее экономичного проекта из нескольких взаимоисключающих

Взаимоисключающими являются альтернативные проекты, когда реализация одного предполагает отказ от другого. Например, взаимоисключающими при выборе схемы энергоснабжения района являются проект ТЭЦ и схема раздельного энергоснабжения, включающая КЭС и котельные

При сравнении взаимоисключающих проектов следует ранжировать их по значению ВНД и выбрать проект, которому соответствует наибольший ЧДД. В этом случае роль ВНД сводится к оценке пределов, в которых может находиться норма дисконта. Это особенно важно при высокой неопределенности процентных ставок на капитал

При сравнении независимых проектов их следует ранжировать по степени убывания ВНД и отобрать тот, у которого ВНД максимальная. При жестком дефиците инвестиций выбор наиболее эффективного проекта можно осуществлять по максимальному индексу доходности

Независимыми являются проекты, которые могут осуществляться отдельно, не влияя и не нуждаясь друг в друге. Например, проекты строительства ГЭС и котельной, предназначенные для покрытия разных нагрузок ГЭС — электрической, котельная — тепловой

Выбор наиболее эффективного из независимых проектов осуществляется по максимальной ЧДД

Зависимые проекты — это проекты дополняющие друг друга, когда один проект не может существовать без другого. Примером зависимых проектов служат проект ТЭЦ и проект строительства тепловых сетей, так как строительство ТЭЦ бессмысленно при отсутствии тепловых сетей

КОММЕРЧЕСКАЯ БЮДЖЕТНАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИНВЕСТИЦИОННЫХ ПРОЕКТОВ

Эффективность проекта характеризуется системой экономических показателей, отражающих соотношение затрат и результатов применительно к интересам участников проекта. Каждого участника инвестиционного процесса интересует доходность его средств, вложенных в проект, и доходность проекта в целом. Поэтому при оценке эффективности инвестиций в соответствии с категориями участников инвестиционного процесса рассчитываются коммерческая, бюджетная и экономическая эффективность

Коммерческая эффективность проекта определяется соотношением финансовых затрат и результатов, обеспечивающих требуемую норму доходности

Показатели коммерческой эффективности характеризуют финансовые последствия реализации проекта для отдельных инвесторов с учетом их вклада в проект и позволяют оценить достаточность средств инвестора (инвесторов) на каждом шаге расчета для реализации инвестиционного проекта (или его части) [157]. В случае, если на каком-то временном этапе средств от притока реальных денег недостаточно, чтобы покрыть затраты по проекту за счет всех источников, проект не может состояться

Показатели бюджетной эффективности характеризуют финансовые последст-

вия осуществления проекта для федерального, регионального или местного бюджетов. Показателем бюджетной эффективности служит интегральный бюджетный эффект, равный превышению дисконтированного бюджетного дохода над дисконтированными бюджетными расходами по проекту за весь расчетный период.

Показатели экономической эффективности характеризуют соотношение интегральных затрат и доходов по проекту за весь расчетный период.

Показатели *экономической эффективности* (ЧДД, ВНД, $T_{ок}$, ИД) отражают эффективность проекта с позиций интересов общества (народного хозяйства), а также участвующих в осуществлении проекта государства, регионов, городов, предприятий и др. В отличие от коммерческой эффективности, характеризующей результат вложения инвестиций, для индивидуального инвестора в расчете экономической эффективности учитываются затраты и результаты, выходящие за рамки прямых финансовых интересов участников инвестиционного процесса и допускающие стоимостное измерение. Например, строительство в районе новой ТЭЦ может оказать воздействие на режим работы ранее построенных и менее экономичных электростанций, что сократит их долю продаж на рынке энергии. Строительство новой ТЭЦ может изменить экологическую обстановку в районе, вызвав негативное отношение общественности к строительству ТЭЦ. Все эти последствия должны найти стоимостную оценку при определении экономической эффективности инвестиционного проекта.

Для каждого из инвесторов первостепенное значение имеет оценка коммерческой эффективности. Для энергоснабжающей организации важна финансовая поддержка проекта на федеральном, региональном или местном уровне, получить ко-

торую можно, лишь доказав экономическую и бюджетную эффективность проекта.

Для стоимостной оценки результатов и затрат по проектам могут использоваться базисные, мировые, прогнозные и расчетные цены [157].

Базисная цена C_6 — это цена на ресурс (топливо, оборудование, труд), сложившаяся на определенный момент времени t_6 . Например, если расчеты по всем годам расчетного периода ведутся в ценах 1995 г., цены этого года являются базисными.

Мировая цена C_m — цена на данный ресурс, сложившаяся на мировом рынке на данный момент в валютном исчислении.

Расчетные цены — цены, приведенные к некоторому моменту времени и соответствующие ценам в этот момент. Расчетные цены рекомендуется приводить к моменту $t = 0$, т.е. моменту, предшествующему началу реализации проекта.

Прогнозная цена — цена, соответствующая условиям осуществления проекта C_t в год t . Прогнозная цена в конце t -го шага расчета вычисляется как

$$C_t = C_6 J(t, t_n), \quad (12.17)$$

где C_6 — базисная цена продукции или ресурса; $J(t, t_n)$ — индекс изменения цен на данный вид продукции или ресурса в конце t -го шага по отношению к начальному моменту расчета t_n , для которого известны цены.

В методических рекомендациях определены сферы применения вышеуказанных цен:

при расчете коммерческой эффективности целесообразно использовать прогнозные цены, т.е. цены, учитывающие инфляцию и соответствующие текущим ценам в год t ;

расчет экономической эффективности предполагает использование расчетных или прогнозных цен. Расчет экономической эффективности инвестиционных проектов в

базисных ценах проводится на стадии предварительных технико-экономических исследований. При этом в течение всего расчетного периода цены на ресурсы, принимаются неизменными.

При более глубокой проработке проекта целесообразно приблизить условия расчета к тем, которые ожидаются по прогнозам. Поэтому на этапе разработки технико-экономического обоснования проекта расчет экономической эффективности производства ведется в прогнозных или расчетных ценах.

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНВЕСТИЦИЙ БЕЗ УЧЕТА ДИСКОНТИРОВАНИЯ

Методы оценки эффективности инвестиций, не учитывающие дисконтирование, исходят из предположения, что капитальные затраты вкладываются в объект за период равный или меньше одного года. Как правило, они используются для оценки проектов, требующих для своей реализации сравнительно небольших инвестиций, а также проектов с непродолжительным жизненным циклом (расчетным периодом) [160, 165, 166].

Критерии эффективности рассчитываются в этом случае по средним за расчетный период экономическим показателям или экономическим показателям первого года эксплуатации, легко и сравнительно точно определяемым.

Метод оценки эффективности инвестиций по издержкам производства. В процессе производства продукции предприятия используют факторы производства (природные ресурсы, труд и капитал), т.е. покупают топливо, материалы, выплачивают заработную плату, проводят ремонт основных средств. На эти цели повседневно расходуются средства, они называются текущими затратами или издержками на производство и реализацию продукции.

Текущие затраты (издержки) — это денежное выражение факторов производства, используемых для производства и реализации продукции в течение определенного периода времени.

В издержках производства выделяются постоянные $I_{\text{пост}}$ и переменные $I_{\text{перем}}$ затраты.

Постоянные издержки не зависят от объема производимой продукции. В энергетике к ним относятся амортизационные отчисления, расходы на оплату труда с начислениями на социальные нужды, часть прочих расходов.

Переменные издержки зависят от объема производимой продукции. В частности, к ним относятся топливные затраты и часть прочих затрат, зависящих от объема производства продукции.

Критерием выбора наиболее экономичного инвестиционного проекта служит минимум издержек, т.е. $I = I_{\text{пост}} + I_{\text{перем}} = \min$.

Недостаток метода сравнения вариантов по минимальным издержкам заключается в отсутствии прямого учета инвестиционных вложений по вариантам, поэтому этот метод целесообразно использовать при равенстве инвестиций по сравниваемым проектам.

При оценке эффективности инвестиций важно не только определение издержек на производство продукции, но и нахождение того объема производства продукции, при котором вложение инвестиций выгодно. Это особенно важно при отсутствии достоверной информации о режиме использования мощности в рассматриваемом периоде. Для решения такой задачи вычисляется объем производства, при котором издержки на производство продукции по сравниваемым проектам равны, т.е.

$$I_{\text{пост1}} + \mathcal{E}_{\text{выр}} S_{\text{пер1}} = I_{\text{пост2}} + \mathcal{E}_{\text{выр}} S_{\text{пер2}}, \quad (12.18)$$

где $\mathcal{E}_{\text{выр}}$ — объем производимой продукции (в энергетике выработка электроэнергии и (или) теплоты), при котором текущие затраты в сравниваемых инвестиционных проектах одинаковы; $S_{\text{пер}1}$, $S_{\text{пер}2}$ — переменные издержки, приходящиеся на единицу произведенной продукции; $I_{\text{пост}1}$, $I_{\text{пост}2}$ — постоянные затраты.

По уравнению (12.18) или графику (рис. 12.9) рассчитывается объем производства продукции, которому соответствует равенство издержек по проектам:

$$\mathcal{E}_{\text{выр}} = \frac{I_{\text{пост}1} - I_{\text{пост}2}}{S_{\text{пер}2} - S_{\text{пер}1}}. \quad (12.19)$$

Равенство издержек позволяет определить, при каких объемах продукции выгоден тот или иной инвестиционный проект. Слева от точки $\mathcal{E}_{\text{выр}}$ находится зона эффективного вложения инвестиций во второй проект, справа — в первый.

Метод оценки эффективности инвестиций по показателю чистой прибыли. В этом случае наиболее экономичному варианту вложения инвестиций соответствует максимальная чистая прибыль, т.е. прибыль за вычетом налогов,

$$P_{\text{чист}} = BP - I - H = \max, \quad (12.20)$$

где BP — выручка от реализации продукции; I — текущие затраты (издержки) на производство продукции; H — налоги, выплачиваемые в соответствии с налоговым законодательством.

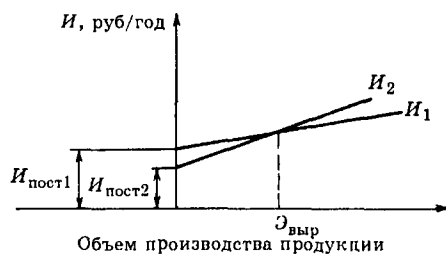


Рис. 12.2. Объем производства продукции, которому соответствует равенство издержек по проектам

Рассчитав объем продаж продукции, при котором достигается равенство чистой прибыли по сравниваемым вариантам, можно найти зону эффективного вложения инвестиций в тот или иной вариант, т.е.

$$BP_1 - I_1 - H_1 = BP_2 - I_2 - H_2. \quad (12.21)$$

Выразив выручку от реализации продукции через объем продаж $\mathcal{E}_{\text{прод}}$ и цену на продукцию C в виде

$$\begin{aligned} C_1 \mathcal{E}_{\text{прод}} - I_1 - H_1 = \\ = C_2 \mathcal{E}_{\text{прод}} - I_2 - H_2, \end{aligned} \quad (12.22)$$

получим пороговое значение объема продаж

$$\mathcal{E}_{\text{прод}} = \frac{(I_1 - I_2) + (H_1 - H_2)}{C_1 - C_2}. \quad (12.23)$$

Если в процессе маркетинговых исследований выявлено, что на рынке объем продаж будет отличен от значения $\mathcal{E}_{\text{прод}}$, то эффективно вложение инвестиций в тот вариант, в котором при этом условии достигнута максимальная чистая прибыль.

Применение метода не встречается трудностей лишь в том случае, если прибыль получена только за счет новых инвестиций, т.е. нет необходимости выделять прибыль, получаемую за счет новых и ранее вложенных инвестиций.

Следует, заметить, что максимальная прибыль не есть тот результат, к которому всегда стремится инвестор. Иногда имеет смысл идти на некоторое снижение прибыли в данный период, но иметь экономические преимущества в перспективе — завоевание сектора рынка, усиление положения предприятия на рынке товара, стабильное получение пусть не максимальной, но достаточной прибыли.

Метод оценки эффективности инвестиций по показателю рентабельности. Заключается в определении расчетной рентабельности инвестиций и сравнении ее с величиной, достаточной для инвестора. При сравнении нескольких вариантов более

экономическому соответствует большая рентабельность

$$P = P_{\text{чист}} / K, \quad (12.24)$$

где $P_{\text{чист}}$ — чистая прибыль; K — инвестиции, вложенные в проект.

Метод оценки эффективности инвестиций по сроку окупаемости. Срок окупаемости характеризует период времени, за который инвестированный капитал возвращается (окупается) за счет чистой прибыли,

$$T_{\text{ок}} = K / P_{\text{чист}}. \quad (12.25)$$

Заметим, что в условиях рынка для срока окупаемости не существует единого жестко заданного нормативного значения. Любая прибыль рано или поздно окупит инвестиции, вопрос лишь в том, приемлем или нет для инвестора этот срок окупаемости.

Проект признается эффективным, если срок окупаемости инвестиций меньше или равен заранее обусловленному сроку, определенному инвестором на основе прошлого опыта осуществления аналогичных проектов

Этот метод особенно полезен для анализа степени риска инвестирования; чем меньше срок окупаемости, тем предсказуемее ситуация и меньше риск инвестора. Ос-

новной недостаток метода состоит в отсутствии учета динамики событий после того, как проект себя окупит. Иными словами, он не учитывает весь период функционирования инвестиций, и, следовательно, на $T_{\text{ок}}$ не влияет прибыль, получаемая за пределами срока окупаемости.

Отметим, что методы оценки эффективности инвестиций без учета дисконтирования достаточно просты, а потому широко применяются на практике для сравнения альтернативных проектов.

Основной недостаток всех методов — отсутствие учета экономических последствий от вложения инвестиций в разные годы расчетного периода и изменения ценности капитала во времени.

Ввиду того что сравнение проектов по разным критериям может привести к противоречивым результатам (например, вариант с меньшими текущими затратами может иметь максимальный срок окупаемости инвестиций), следует в первую очередь сформулировать основную цель, преследуемую инвестором: либо это сокращение срока окупаемости, либо снижение текущих затрат и т.д., после чего выбрать критерий, более полно отвечающий поставленной цели

РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ СИСТЕМ

13.1. КАПИТАЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ В ОБЪЕКТЫ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ СИСТЕМ

Поскольку в большинстве задач в области теплофикации и централизованного теплоснабжения приходится учитывать зависимости капитальных затрат и издержек производства от производственных и технических параметров, ниже излагаются методы расчета основных технико-экономических показателей для различных энергетических объектов, являющихся составными элементами систем централизованного теплоснабжения.

Капитальные затраты в объект должны включать капитальные затраты, имеющие место на всех этапах расчетного периода, т.е. на предынвестиционной, инвестиционной и эксплуатационной стадиях.

На предынвестиционной стадии в составе капитальных затрат учитываются:

расходы на предварительные технико-экономические исследования, маркетинговые исследования, на разработку проекта, оплату консультационных услуг при разработке проекта;

расходы на эмиссию ценных бумаг, включающие расходы на составление и издание проспектов о новом выпуске акций;

затраты на создание временных сооружений и пр.

На стадии осуществления проекта, инвестиционной стадии оцениваются капитальные затраты и расходы:

на приобретение лицензии, дающей право осуществлять производство и (или) передачу энергии на данной территории;

на покупку земельного участка и подготовку его к началу строительства объекта;

на строительство зданий, сооружений;

на покупку и монтаж основного и вспомогательного оборудования, передаточных устройств, транспортных средств и т.д.;

на формирование оборотного капитала, необходимого для начала полной или частичной эксплуатации объекта (включаются расходы на создание запасов топлива на электростанции или котельной, запасов вспомогательных материалов, запасных частей и т.д.);

На стадии разработки проекта составляется смета капитальных затрат. Исходной информацией для составления сметы служат данные проекта: состав оборудования, объем строительных и монтажных работ, а также нормы и расценки на строительномонтажные работы, прейскурантные или договорные цены на оборудование и материалы.

Ввиду большой трудоемкости составления сметы на этапе предварительных технико-экономических исследований допустимо при расчете капитальных вложений пользоваться нормативами удельных проектными организациями.

Капитальные затраты в энергогенерирующие установки. Капитальные затраты электростанции, руб., определяются как

$$K_{зс} = k_{зс} N_{зс}^y \alpha, \quad (13.1)$$

где $k_{зс}$ — нормативные удельные капитальные вложения в электрическую станцию руб/кВт; $N_{зс}^y$ — установленная электрическая мощность электростанции, кВт; α — районный коэффициент, учитывающий изменение условий строительства объекта в данном районе по сравнению с условиями строительства в центральном районе европейской части России, для которого разрабатываются нормативные удельные капитальные затраты.

Второй метод расчета капитальных затрат на предпроектной стадии основан на использовании нормативных значений капитальных затрат в отдельные агрегаты и блоки электростанций. Так, для тепловой электростанции с блочной компоновкой основного оборудования капитальные затраты, руб., составляют

$$K_{зс} = [K_{бл}^I + K_{бл}^{посл} (n_{бл} - 1)]\alpha, \quad (13.2)$$

где $K_{бл}^I$ — капитальные затраты в первоочередной (головной) блок, включающие стоимость основного и вспомогательного оборудования (с учетом затрат на монтаж) и затраты на здания и сооружения (с учетом стоимости строительных работ), относимые на первоочередной блок, руб.; $K_{бл}^{посл}$ — капитальные затраты в последующий блок, руб.; $n_{бл}$ — количество блоков, устанавливаемых на КЭС.

Следует учитывать, что $K_{бл}^I > K_{бл}^{посл}$, так как в капитальные затраты головного блока включена стоимость объектов, расположенных вне главного корпуса, без которых блок не может быть введен в эксплуатацию (дымовая труба, береговая насосная, градирня и т.д.).

Для тепловых электростанций (КЭС и ТЭЦ) с поперечными технологическими связями капитальные затраты, руб., оцениваются в виде

$$K_{зс} = [K_{пг}^I + K_{пг}^{II} (n_{пг} - 1) + K_T^I + K_T^{II} (n_T - 1)]\alpha, \quad (13.3)$$

где $K_{пг}^I$, $K_{пг}^{II}$ — капитальные затраты в парогенераторы соответственно головной и последующий, в которых учитываются стоимость парогенератора и затраты на его монтаж, затраты на приобретение и монтаж вспомогательного оборудования, а также капитальные затраты в здания и сооружения, относимые к котельному цеху (подъездные пути, топливные склады, дымовые трубы); K_T^I , K_T^{II} — капитальные затраты в турбоагрегаты соответственно первоочередной и последующий, включающие капитальные затраты собственно в паровую турбину и электрогенератор, затраты на вспомогательное оборудование турбин и электрогенераторов, распределительные устройства, систему технического водоснабжения, химводоочистку, а также стоимость зданий турбинного и электрического цехов, руб.; $n_{пг}$, n_T — соответственно число парогенераторов и турбин, установленных на электростанции.

Капитальные затраты в котельные, руб., определяются как

$$K_{кот} = k_{кот} Q_{кот}, \quad (13.4)$$

где $k_{кот}$ — нормативные удельные капитальные затраты в котельную руб/(Гкал/ч), руб/(ГДж/ч); $Q_{кот}$ — мощность котельной, ГДж/ч, Гкал/ч.

Нормативные удельные капитальные затраты в ТЭС и котельные зависят от типа, числа, единичной мощности и начальных параметров пара, суммарной мощности, схемы компоновки основного оборудования, вида топлива, системы техниче-

ского водоснабжения, организации строительства.

Увеличение единичной мощности агрегата вызывает снижение (по сравнению с несколькими агрегатами меньшей мощности) объема строительно-монтажных работ, металлоемкости и материалоемкости оборудования, что приводит к уменьшению удельных капитальных затрат.

При увеличении общей мощности электростанции или котельной капитальные затраты, не зависящие от мощности (затраты на подъездные пути, разгрузочные устройства топливоподачи, на подготовку площадки, получение лицензии и т.д.) практически не меняются. Это приводит к сокращению удельных капитальных затрат, руб/кВт, т.е.

$$\bar{K}_{\text{эс}} = \frac{K_{\text{эс}}}{N_{\text{эс}}^y} = A + bN_{\text{эс}}^y = \frac{A}{N_{\text{эс}}^y} + b, \quad (13.5)$$

где $K_{\text{эс}}$ — капитальные затраты в электростанцию, руб.; A — капитальные затраты, не зависящие от мощности электростанции, руб.; b — удельные капитальные затраты, зависящие от мощности станции (затраты в оборудование), руб/кВт.

Рост начальных параметров пара требует использования при создании оборудования более качественных, а значит, и более дорогих конструкционных материалов, что в итоге увеличивает удельные капитальные затраты. С другой стороны, если рост начальных параметров пара на ТЭС сопровождается одновременным увеличением единичной мощности агрегата, это приводит к снижению удельных капитальных затрат в электростанцию.

Переход к блочной компоновке основного оборудования и отказ при этом от установки резервного парогенератора также уменьшает удельные капитальные затраты.

От вида сжигаемого топлива зависят капитальные затраты в систему топливоприготовления и топливоподачи. При проектировании электростанции или котельной на

природном газе удельные капитальные затраты на 20 % и на жидком топливе на 15 % ниже, чем при проектировании электростанции или котельной на твердом топливе. При проектировании станции на природном газе отсутствуют затраты на создание топливного склада, систему топливоприготовления и топливоподачи, золошлакоудаления. При проектировании станции на жидком топливе топливоподача менее развита по сравнению с угольной станцией, в ее состав входят: эстакада для слива мазута из железнодорожных цистерн, баки (емкости) для хранения мазута, насосная станция и мазутопровод для подачи мазута из баков к горелкам парогенераторов. При этом система золошлакоудаления отсутствует.

Удельные капитальные затраты зависят от расположения проектируемого объекта относительно железнодорожных коммуникаций. Чем дальше объект размещается от путей МПС, тем больше капитальные затраты в подъездные железнодорожные пути.

Аналогична зависимость общих и удельных капитальных затрат от размещения электростанции или котельных относительно источника водоснабжения.

Для электростанций размер удельных капитальных затрат зависит от системы охлаждения циркуляционной воды. При оборотной системе с градирнями и прудами-охладителями удельные капитальные затраты при всех прочих равных условиях больше на 3—5 % по сравнению с вариантом использования прямоточной системы.

Применение в процессе строительства индустриальных методов, в частности доставка на строительную площадку крупных узлов, снижает объем монтажных работ, повышает качество монтажа при снижении удельных капитальных затрат на 5—8 %. Меньшее значение относится к станциям на твердом топливе, большее — на газомазутном.

Капитальные затраты в ТЭЦ включают затраты на создание как электрической, так и тепловой мощности ТЭЦ.

Удельные капитальные затраты на создание электрической мощности ТЭЦ за вычетом затрат на создание тепловой мощности (тепловой мощности отборов и пиковой котельной) составляют в среднем 75—85 % удельных капитальных затрат в ТЭЦ. Меньшее значение относится к отопительным, большее — к промышленно-отопительным ТЭЦ. При установке на ТЭЦ турбин типа Р это соотношение составляет 55—65 %.

В структуре капитальных затрат в ТЭЦ 40—50 % составляет стоимость строительных работ, 15—18 % — монтажных работ и 35—45 % стоимость оборудования.

При одинаковой электрической мощности ТЭЦ и КЭС при всех прочих равных условиях (одинаковом виде топлива, размещении на одной площадке и т. д.) удельные капитальные затраты в ТЭЦ больше по следующим причинам:

на ТЭЦ имеет место оборудование не характерное для КЭС и связанное только с отпуском теплоты — бойлерные установки и сетевые насосы;

концентрация единичной мощности агрегатов на ТЭЦ меньше (максимальная единичная мощность теплофикационного блока на ТЭЦ 250 на КЭС 800 МВт), в результате при одинаковой мощности ТЭЦ и КЭС количество агрегатов на ТЭЦ больше;

ТЭЦ размещаются в черте или вблизи городов, в то время как КЭС на некотором удалении. При этом земельные участки в черте города дороже, степень загрязнения биосферы выше, а значит, более жесткие экологические ограничения и соответственно больше капитальные затраты в устройстве по очистке выбросов и сбросов;

на ТЭЦ, располагаемых вблизи потребителей теплоты и, как правило, удаленных от источников воды на большое расстояние, используется система оборотного водоснабжения, требующая капитальных затрат в строительстве градирен или прудов-охладителей;

на увеличение удельных капитальных затрат в ТЭЦ оказывает влияние схема системы теплоснабжения. При закрытой схеме производительность химводоочистки выбирается из расчета обеспечения подпитки котлов при условии возврата с производства 100 % конденсата отработавшего пара и восполнения утечек в системах отопления в размере 1,5—2 % расхода сетевой воды. При открытой схеме химводоочистка на ТЭЦ должна иметь большую производительность, чтобы обеспечить также восполнение невозврата сетевой воды, используемой потребителями для горячего водоснабжения. Увеличение производительности химводоочистки в открытой системе теплоснабжения сопровождается ростом удельных капитальных затрат в ТЭЦ.

Капитальные затраты в тепловые сети. Капитальные затраты во вновь сооружаемые тепловые сети определяются по смете на основе проектных разработок. При отсутствии таких данных капитальные затраты в тепловую сеть, руб., состоящую из участков с различными диаметрами d , м, различной длиной L , м, можно ориентировочно вычислить по формуле

$$K_{тс} = a \sum_1^c L + b \sum_1^c dL, \quad (13.6)$$

где $\sum_1^c L$ — суммарная длина всех трубопроводов сети, м; a и b — постоянные коэффициенты, зависящие от типа и конструкции теплопровода, а также от состояния грунта.

Выражение $M = \sum_1^c dL$, м, определяемое как сумма произведений диаметров трубопроводов d , м, на их длину L , м, называется *материальной характеристикой тепловой сети*.

Таким образом, капитальные затраты в тепловые сети, руб., рассчитываются по формуле

$$K_{тс} = a \sum_1^c L + bM. \quad (13.7)$$

Материальная характеристика определяется на основании результатов гидравлического расчета сети. При отсутствии результатов гидравлического расчета для предварительного определения капитальных затрат в тепловую сеть можно использовать следующий метод.

Материальная характеристика каждой линии тепловой сети M_n может быть представлена как произведение удельной материальной характеристики $M_{уд}$, отнесенной к единице расчетного расхода теплоносителя, кг/с, на расчетный расход теплоносителя в этой линии G , кг/с:

$$M_n = M_{уд} G.$$

Удельная материальная характеристика каждой линии тепловой сети в пределах площади застройки, может быть вычислена по формуле [116], м²/(кг/с)

$$M_{уд} = \frac{17,5}{G^{0,03} q_b^{0,48} q_n^{0,14} m^{0,12} R_n^{0,19}}, \quad (13.8)$$

где G — расчетный расход сетевой воды в данной линии, кг/с; q_b — водоплотность района теплоснабжения — это показатель, аналогичный теплоплотности, равен расчетному расходу сетевой воды в данной линии G , кг/с, деленному на площадь района застройки F , га [кг/(с · га)]; q_n — расчетный расход сетевой воды на одну групповую тепловую подстанцию или на один абонентский ввод, кг/с; m — соотношение сторон района теплоснабжения (меньшей стороны к большей) при приведении формы района к прямоугольнику; R_n — удельное линейное падение давления в главной магистрали, Па/м.

Материальная характеристика всей тепловой сети имеет вид

$$M = \sum_1^c M_n = \sum_1^c M_{уд} G, \quad (13.9)$$

где c — количество отдельных линий в тепловой сети.

Удельная протяженность каждой линии тепловой сети $L_{уд}$, м/(кг/с) в пределах площади застройки, отнесенная к единице расчетного расхода теплоносителя в этой линии, кг/с, может быть вычислена как

$$L_{уд} = \frac{170}{G^{0,09} q_b^{0,45} q_n^{0,47} m^{0,1}}. \quad (13.10)$$

Длина всех трубопроводов одной линии

$$L_n = L_{уд} G. \quad (13.11)$$

Суммарная длина всех трубопроводов тепловой сети

$$L = \sum_1^c L_n = \sum_1^c L_{уд} G. \quad (13.12)$$

Если исчислена материальная характеристика тепловой сети для одного из сравниваемых вариантов, то материальная характеристика сети при всех других вариантах может быть определена простым перерасчетом. На основании зависимостей, приведенных в гидравлическом расчете, выводятся следующие уравнения для перерасчета материальной характеристики паровых сетей

$$M_n = M_1 \left(\frac{\Delta p_1 \rho_1}{\Delta p_n \rho_n} \right)^{0,19}, \quad (13.13)$$

где M_1 — материальная характеристика тепловой сети при падении давления в сети Δp_1 и средней плотности пара ρ_1 ; M_n — то же при падении давления в сети Δp_n и средней плотности пара ρ_n ;

для водяных сетей

$$M_n = M_1 (G_n / G_1)^{0,38} (R_1 / R_n)^{0,19} \quad (13.13a)$$

или

$$M_n = M_1 (\Delta \tau_1 / \Delta \tau_n)^{0,38} (R_1 / R_n)^{0,19}, \quad (13.13b)$$

где M_n — материальная характеристика тепловой сети при расчетном расходе воды

G_p , расчетном перепаде температур Δt_n и линейном удельном падении давления в главной магистрали R_n ; M_1 — то же при расходе воды G_1 , расчетном перепаде температур в сети Δt_1 и удельном падении давления в главной магистрали R_1 .

Капитальные затраты в групповые и местные тепловые подстанции и абонентские установки. Капитальные затраты в водо-водяные подогревательные установки, руб., могут быть рассчитаны по формуле

$$K_{\text{под}} = k_n F, \quad (13.14)$$

где k_n — удельные капитальные затраты в водо-водяные подогревательные установки, руб/м²; F — площадь поверхности нагрева водо-водяных подогревателей, м².

Капитальные затраты в аккумуляторные установки

$$K_{\text{ак}} = k_{\text{ак}} V, \quad (13.15)$$

где $k_{\text{ак}}$ — удельные капитальные затраты в баки-аккумуляторы, руб/м³; V — объем баков-аккумуляторов, м³.

Капитальные затраты в насосные установки

$$K_{\text{нас}} = k_n N_n, \quad (13.16)$$

где k_n — удельные капитальные затраты в насосные установки, руб/кВт; N_n — электрическая мощность насосных установок, кВт.

Капитальные затраты в отопительно-вентиляционные приборы (абонентские установки)

$$K_{\text{аб}} = k_p F, \quad (13.17)$$

где k_p — удельные капитальные затраты в отопительные приборы и калориферы, руб/м²; F — площадь поверхности нагрева, м².

Капитальные затраты в линии электропередачи. В схеме раздельного энергоснабжения (КЭС и котельные) КЭС находится на большем удалении от потребителей электрической энергии по

сравнению с ТЭЦ, что приводит к дополнительным капитальным затратам в линии электропередачи (ЛЭП), определяемым как

$$K_{\text{лэп}} = k_{\text{лэп}} L_{\text{лэп}} N_{\text{лэп}} \alpha, \quad (13.18)$$

где $k_{\text{лэп}}$ — нормативные удельные капитальные затраты в ЛЭП, руб/(кВт·км); $L_{\text{лэп}}$ — протяженность ЛЭП, км, $N_{\text{лэп}}$ — мощность передаваемая по ЛЭП, кВт; α — районный коэффициент.

Удельные капитальные затраты в ЛЭП зависят от напряжения, дальности передачи, типа опор, материала проводов.

Капитальные затраты в добычу и транспорт топлива. При решении некоторых задач представляет интерес определение капитальных затрат в топливные базы и сооружения для транспорта топлива. В частности, этот вопрос возникает при оценке роли теплофикации в экономии капитальных затрат в топливодобычу.

Капитальные затраты в топливодобычу и транспорт топлива, руб.

$$K_{\text{тд}} = K_{\text{тб}} + K_{\text{тт}}, \quad (13.19)$$

где $K_{\text{тб}}$ и $K_{\text{тт}}$ — капитальные вложения в топливную базу и транспорт топлива.

Капитальные затраты в топливную базу (строительство угольных шахт, нефтяных и газовых скважин)

$$K_{\text{тб}} = k_b B, \quad (13.20)$$

где k_b — удельные капитальные затраты в создание топливной базы, руб/т; B — годовой объем добычи топлива, т/год.

В том случае, когда для ТЭЦ, КЭС и котельных используется топливо одного и того же месторождения, можно сразу определить дополнительные капитальные затраты в топливную базу при раздельном варианте по сравнению с вариантом комбинированного энергоснабжения по формуле

$$\Delta K_{\text{тб}} = k_b \Delta B, \quad (13.21)$$

где ΔB — экономия натурального топлива при теплофикации по сравнению с раздельным энергоснабжением, т/год,

$$\Delta B = B_p - B_T. \quad (13.22)$$

Капитальные затраты в транспорт топлива вычисляются так:

$$K_{ТТ} = k_T L_T B, \quad (13.23)$$

где k_T — удельные капитальные затраты в транспорт топлива, руб/(км·т); L_T — дальность транспорта топлива, км.

Капитальные затраты в транспорт топлива для КЭС и котельных определяются раздельно, так как КЭС и котельные, как правило, находятся на разном расстоянии от топливной базы.

Капитальные затраты на создание топливных складов вблизи электростанций и котельных рассчитываются в виде

$$K_{ТСК} = k_{ТСК} B_{СК}, \quad (13.24)$$

где $k_{ТСК}$ — удельные капитальные затраты в топливные склады, руб/т.

Значение $k_{ТСК}$ зависит от вида топлива и вместимости топливного склада $B_{СК}$.

Следует подчеркнуть, что расчет капитальных затрат в добычу, транспорт и складирование топлива носит самостоятельный характер. При сравнении ТЭЦ со схемой раздельного энергоснабжения в составе суммарных капитальных затрат $K_{ТД}$, $K_{ТТ}$ не учитываются, так как топливные затраты в сравниваемых вариантах рассчитываются по цене топлива франко-станция назначения.

13.2. ИЗДЕРЖКИ ПРОИЗВОДСТВА И РЕАЛИЗАЦИИ ПРОДУКЦИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В общем случае издержки производства и реализации продукции определяются в соответствии со сметой затрат на производство и реализацию продукции, содержание которой, регламентировано «Положением о составе затрат по производству продукции

(работ, услуг), включаемых в себестоимость продукции (работ, услуг) и о порядке формирования финансовых результатов, учитываемых при налогообложении прибыли». Данное Положение утверждено Постановлениями Правительства РФ от 5.08.1992 г. за №552 с изменениями и дополнениями от 01.07.1995 г. № 661.

Указанным «Положением» должны руководствоваться все предприятия и организации, в том числе энергопредприятия, обеспечивающие выработку, передачу (транспортировку и распределение) тепловой энергии.

Текущие затраты (издержки) на производство и передачу электрической и тепловой энергии, руб/год, группируются в смете затрат в соответствии с их экономическим содержанием по следующим элементам:

материальные затраты $I_{\text{мат}}$;

затраты на оплату труда $I_{\text{от}}$;

отчисления на социальные нужды $I_{\text{соц.н}}$;

амортизация основных средств на их полное восстановление (реновацию) $I_{\text{ам}}$;

прочие затраты $I_{\text{проч.}}$

В проектных расчетах элементы затрат вычисляются по проектным нормативам затрат, разрабатываемым специализированными проектными организациями.

Суммарные затраты на производство и реализацию продукции определяются как

$$I_{\Sigma} = I_{\text{мат}} + I_{\text{от}} + I_{\text{соц.н}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{проч.}}$$

Затраты на производство и реализацию продукции измеряются в рублях за период, т.е. в рублях в год, в квартал или в месяц. Поскольку в проектной практике шагом расчета является год, здесь и далее затраты измеряются в рублях в год (руб/год).

1. Материальные затраты. В составе материальных затрат учитываются:

затраты на приобретаемые со стороны сырье и основные материалы, являющиеся

необходимыми компонентами при изготовлении продукции;

затраты на вспомогательные материалы;

плата за воду, забираемую энергетическими предприятиями из водохозяйственных систем;

затраты на оплату услуг производственного характера, выполняемых сторонними организациями;

затраты на топливо, приобретаемое со стороны и расходуемое на производство электрической и тепловой энергии, на транспортные работы, выполняемые собственным транспортом по обслуживанию производства;

затраты на покупную энергию всех видов.

Затраты на сырье и основные материалы, руб/год, определяются в виде

$$I_{\text{сырье и осн. мат}} = \sum_1^k V_{\text{сырья}}^k \Pi_{\text{сырья}}^k + \sum_1^p V_{\text{осн. мат}}^p \Pi_{\text{осн. мат}}^p, \quad (13.25)$$

где k, p — соответственно виды сырья и основных материалов, $\Pi_{\text{сырья}}^k, \Pi_{\text{осн. мат}}^p$ — цены на сырье и основные материалы, руб/т; $V_{\text{сырья}}^k, V_{\text{осн. мат}}^p$ — соответственно объемы потребления сырья и основных материалов, т/год.

Затраты на вспомогательные материалы, руб/год, покупаемые со стороны,

$$I_{\text{всп. мат}} = \sum_1^m V_m \Pi_m, \quad (13.26)$$

где m — вид вспомогательных материалов (трансформаторное, турбинное масло, химические реагенты для ХВО); V_m — годовой объем потребления m -го вспомогательного материала, т/год; Π_m — цена m -го вспомогательного материала франко-станция назначения, руб/т.

Плата за воду, забираемую из водохозяйственных систем, руб/год, определяется как

$$P_B = V \Pi_B, \quad (13.27)$$

где V — годовой расход воды, м³/год; Π_B — тариф на воду, забираемую из поверхностных источников водохозяйственных систем, руб/м³.

Услуги производственного характера рассчитываются, исходя из объема оказываемых сторонними организациями услуг производственного характера $V_{\text{усл}}^r$ (дополнительная обработка топлива и материалов, транспортные, ремонтные услуги) и цены единицы услуги $\Pi_{\text{усл}}^r$, руб/год,

$$I_{\text{усл}} = V_{\text{усл}}^r \Pi_{\text{усл}}^r, \quad (13.28)$$

где r — вид услуг производственного характера, оказываемых сторонними организациями.

Затраты на топливо $I_{\text{топл}}$ определяются на базе нормативного годового расхода топлива $B_{\text{год}}$ и цены топлива $\Pi_{\text{топл}}$ франко-станция назначения (без учета НДС), руб/год.

$$I_{\text{топл}} = B_{\text{год}} \Pi_{\text{топл}}, \quad (13.29)$$

Затраты на покупную энергию вычисляются исходя из объема покупаемой энергии ($\mathcal{E}_{\text{пок}}, Q_{\text{пок}}$) и тарифов на их покупку ($\tau_{\text{пок}}^{\mathcal{E}}, \tau_{\text{пок}}^Q$):

$$I_{\text{пок. эн}} = \mathcal{E}_{\text{пок}} \tau_{\text{пок}}^{\mathcal{E}} + Q_{\text{пок}} \tau_{\text{пок}}^Q. \quad (13.30)$$

2. Затраты на оплату труда. В этом элементе отражаются затраты на оплату труда промышленно-производственного персонала, включая премии рабочим и служащим за производственные результаты, стимулирующие и компенсирующие выплаты.

Затраты на оплату труда определяются по штатному расписанию исходя из средних расценок, тарифных ставок и должностных окладов в соответствии с принятыми

на предприятии формами и системами оплаты труда.

На предпроектной стадии затраты на оплату труда рассчитываются по штатному коэффициенту, характеризующему численность персонала, приходящуюся на единицу мощности предприятия, и среднегодовому фонду оплаты труда в расчете на одного работника эксплуатационного персонала.

Затраты на оплату труда, руб/год, вычисляются для:

КЭС и ТЭЦ

$$I_{\text{о.т}}^{\text{КЭС(ТЭЦ)}} = \bar{n}_{\text{КЭС(ТЭЦ)}} N_y^{\text{КЭС(ТЭЦ)}} \times \Phi_y^{\text{КЭС(ТЭЦ)}}, \quad (13.31)$$

где $\bar{n}_{\text{КЭС(ТЭЦ)}}$ — штатный коэффициент на КЭС (ТЭЦ), чел/МВт; $N_y^{\text{КЭС(ТЭЦ)}}$ — установленная электрическая мощность КЭС (ТЭЦ), МВт; $\Phi_y^{\text{КЭС(ТЭЦ)}}$ — среднегодовой фонд заработной платы, (руб/год)/чел;

котельной:

$$I_{\text{о.т}}^{\text{кот}} = \bar{n}_{\text{кот}} Q_p^{\text{кот}} \Phi_{\text{год}}, \quad (13.32)$$

где $\bar{n}_{\text{кот}}$ — штатный коэффициент для котельной, чел/(МДж/с) или чел/(Гкал/ч); $Q_p^{\text{кот}}$ — расчетная производительность котлов котельной, Гкал/ч или МДж/с.

Зависимости штатных коэффициентов от мощности объектов приведены для КЭС (рис. 13.1 а), ТЭЦ (рис. 13.1 б), крупных котельных (рис. 13.1 в).

Для ориентировочных расчетов штатный коэффициент по тепловым сетям, чел/(МДж/с); чел/(Гкал/ч), можно определить по формуле

$$\bar{n}_{\text{т.с}} = 4,5 \sqrt{F} / Q_p, \quad (13.33)$$

где Q_p — расчетная тепловая нагрузка района, МДж/с или Гкал/ч; F — площадь района теплоснабжения, га.

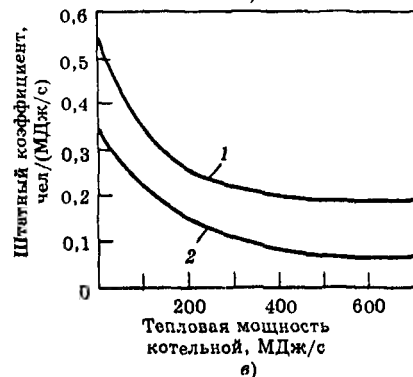
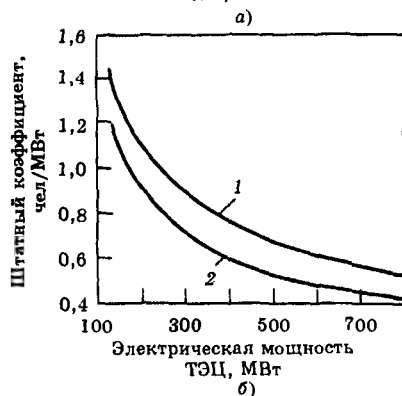
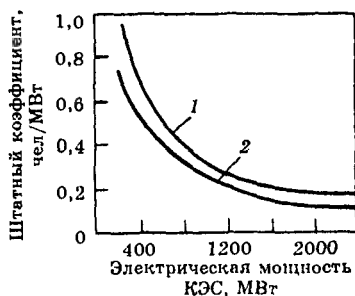


Рис. 13.1. Зависимость штатного коэффициента от мощности объекта

1 — при работе на твердом топливе; 2 — при работе на газомазутном топливе

Штатный коэффициент по тепловым сетям зависит от мощности системы, радиуса действия тепловой сети, теплоплотности района и вида теплоносителя.

В среднем штатный эксплуатационный коэффициент по предприятиям «Тепловые сети» равен 0,12—0,26 чел/(МДж/с), или 0,14—0,30 чел/(Гкал/ч).

Ремонтный персонал, составляющий в среднем 25—30 % эксплуатационного персонала, формулами (13.31)—(13.33) не учитывается.

Оплата труда ремонтного персонала при формировании на предприятии ремонтного фонда учитывается в «Прочих затратах».

Отчисления на социальные нужды. Элемент затрат *отчисления на социальные нужды* предусматривает обязательные отчисления от затрат по оплате труда по установленным законодательством нормам: органам государственного страхования $P_{\text{гос.страх}}$, в пенсионный фонд $P_{\text{п.ф}}$, в фонд медицинского страхования $P_{\text{мед.страх}}$, в государственный фонд занятости $P_{\text{ф.занят}}$. В результате отчисления на социальные нужды, руб/год, составляют

$$I_{\text{соц.н}} = (P_{\text{гос.страх}} + P_{\text{п.ф}} + P_{\text{мед.страх}} + P_{\text{ф.занят}}) I_{\text{от}}. \quad (13.34)$$

Амортизация на полное восстановление производственных основных средств. В элементе затрат *амортизация основных средств* отражается сумма амортизационных отчислений на полное восстановление материальных основных производственных средств (как собственных, так и арендованных), исчисленная исходя из их полной восстановительной стоимости и утвержденных в установленном порядке норм амортизации по группам основных средств, включая ускоренную амортизацию их активной части. Амортизационные отчисления рассчитываются с учетом времени зачисления на баланс новых и списания с баланса ненужных основных производственных средств (ОПС):

$$I_{\text{ам}} = \sum_1^f \text{ОПС}_{\text{н.г}}^f P_{\text{ам}}^f + \frac{\sum \text{ОПС}_{\text{нов}}^f P_{\text{ам}}^f}{12} n - \frac{\sum \text{ОПС}_{\text{сп}}^f P_{\text{ам}}^f}{12} (12 - n), \quad (13.35)$$

где f — группа основных производственных средств; $\text{ОПС}_{\text{н.г}}$ — полная восстановительная стоимость f -й группы основных производственных средств на начало года; $P_{\text{ам}}$ — норма амортизационных отчислений f -й группы основных производственных средств в долях от единицы; $\text{ОПС}_{\text{нов}}$ — полная восстановительная стоимость f -й группы вновь введенных основных производственных средств; n — число месяцев в году, в течение которых на основные производственные средства начислялась амортизация¹; $\text{ОПС}_{\text{сп}}$ — полная восстановительная стоимость f -й группы, списанных с баланса основных производственных средств.

Прочие затраты. К элементу *прочие затраты* относятся затраты, платежи, налоги, сборы и другие обязательные отчисления, производимые в соответствии с установленным законодательством порядком и относимые на себестоимость продукции.

1. Отчисления в фонд ремонта основных производственных средств определяются исходя из сметы затрат на проведение текущих $I_{\text{рем}}^{\text{тек}}$, средних $I_{\text{рем}}^{\text{ср}}$, капитальных $I_{\text{рем}}^{\text{кап}}$ ремонтов. При выполнении предварительных расчетов отчисления в фонд ремонта, руб/год, определяются как

$$I_{\text{рем}} = \alpha_{\text{рем}} \text{ОПС}_{\text{бал}}, \quad (13.36)$$

где $\alpha_{\text{рем}}$ — норматив отчислений в ремонтный фонд; $\text{ОПС}_{\text{бал}}$ — балансовая стоимость основных производственных средств, руб.

2. Экологические платежи, руб/год, включают платежи за предельно допустимые выбросы и сбросы загрязняющих веществ в окружающую среду и плату за размещение золошлаковых отходов:

¹ Амортизация начисляется с месяца, следующего за месяцем зачисления основных средств на баланс предприятия, и прекращает начисляться с месяца, последующего за месяцем их списания с баланса

$$P_{\text{выб}}^{\text{ПДВ}} = \sum_1^{\gamma} M_{\gamma}^{\text{ПДВ}} P_{\gamma}^{\text{ПДВ}} K, \quad (13.37)$$

где γ — загрязняющие вещества, выбрасываемые в атмосферу; $M_{\gamma}^{\text{ПДВ}}$ — масса выбросов γ -го загрязняющего вещества в пределах ПДВ, т выбросов/год; $P_{\gamma}^{\text{ПДВ}}$ — региональная ставка платы за выбросы γ -го загрязняющего вещества в пределах ПДВ, руб/т выбросов; K — коэффициент индексации платы за выбросы и сбросы загрязняющих веществ.

Платежи за превышение выбросов загрязняющих веществ сверх ПДВ, руб/год, определяются так:

$$P_{\text{выб}}^{\text{сверхПДВ}} = \sum_1^{\gamma} M_{\gamma}^{\text{сверхПДВ}} P_{\gamma}^{\text{сверхПДВ}} K, \quad (13.38)$$

где $M_{\gamma}^{\text{сверхПДВ}} = M_{\gamma}^{\text{фвкт}} - M_{\gamma}^{\text{ПВД}}$ — выбросы γ -го загрязняющего вещества сверх ПДВ; $P_{\gamma}^{\text{сверхПДВ}}$ — региональная ставка платы за превышение предельно допустимых выбросов γ -го загрязняющего вещества, руб/т выбросов.

Плата за сброс загрязняющих веществ в поверхностные и подземные водные источники в пределах ПДС $P_i^{\text{ПДС}}$, руб/год, рассчитывается в соответствии с объемом сброса i -го загрязняющего вещества $M_i^{\text{ПДС}}$, региональным базовым нормативом платы за единицу сброса $P_i^{\text{ПДС}}$ и коэффициентом индексации платы за сбросы K :

$$P_i^{\text{ПДС}} = \sum_1^i M_i^{\text{ПДС}} P_i^{\text{ПДС}} K. \quad (13.39)$$

Аналогично расчетам платы за выбросы сверх ПДВ определяется плата за сбросы сверх ПДС.

Плата за размещение золошлаковых отходов рассчитывается исходя из объема золошлаковых отходов, размещенных в

пределах лимита $M_{\text{зол}}^{\text{лим}}$, регионального базового норматива платы за складирование тонны золошлаковых отходов $P_{\text{зол}}^{\text{баз}}$ и коэффициента индексации платы K , руб/год,

$$P_{\text{зол}}^{\text{лим}} = M_{\text{зол}}^{\text{лим}} P_{\text{зол}}^{\text{баз}} K. \quad (13.40)$$

Плата за сверхлимитное складирование золошлаковых отходов, руб/год, определяется как

$$P_{\text{зол}}^{\text{св.лим}} = (M_{\text{зол}}^{\text{склад}} - M_{\text{зол}}^{\text{лим}}) P_{\text{зол}}^{\text{св.л}} K, \quad (13.41)$$

где $P_{\text{зол}}^{\text{св.л}}$ — норматив платы за сверхлимитное складирование золошлаковых отходов, руб/т.

3. Затраты на оплату процентов по краткосрочным кредитам банков, руб/год, рассчитываются:

$$I_{\text{опл}} \% = \frac{\alpha_{\text{кр}}}{100} K_p, \quad (13.42)$$

где $\alpha_{\text{кр}}$ — процентные ставки по кредиту; K_p — размер краткосрочного кредита.

4. Затраты на оплату процентов по бюджетным ссудам, выданным на текущие нужды (кроме ссуд, выданных на инвестиции), руб/год, определяются в виде

$$I_{\% \text{бюдж.ссуд}} = \frac{\alpha_{\text{бюдж.ссуд}}}{100} C_{\text{бюдж}}, \quad (13.43)$$

где $\alpha_{\text{бюдж.ссуд}}$ — процентная ставка по бюджетной ссуде, %; $C_{\text{бюдж}}$ — размер бюджетной ссуды, руб.

5. Затраты на создание страховых фондов (резервов).

Затраты на создание страховых фондов рассчитываются в пределах норм, установленных законодательством РФ для финансирования расходов по предупреждению и ликвидации последствий аварий, пожаров, стихийных бедствий, экологических катастроф, а также для страхования имущества организаций, жизни работников и т.д.

Размер страхового фонда, руб/год, включаемый в себестоимость не должен превышать 1 % объема выручки от реализации продукции без учета НДС, т.е.

$$I_{\text{стр рез}} = 0,01 BP_{\text{без НДС}}.$$

6. Командировочные расходы рассчитываются по нормативам, установленным законодательством, руб/год,

$$I_{\text{ком}} = (H_{\text{сут}} + H_{\text{жил}}) n_{\text{сут}} \cdot \bar{C}_{\text{ком}}, \quad (13.44)$$

где $H_{\text{сут}}$, $H_{\text{жил}}$ — соответственно нормы суточных расходов и нормы оплаты жилой площади, руб/сут чел.; $n_{\text{сут}}$ — длительность командировки, сут; $\bar{C}_{\text{ком}}$ — число людей, побывавших в командировке, чел/год.

7. Представительские расходы, расходы на рекламу определяются по установленным в законодательном порядке предельным нормативам $\alpha_{\text{предст}}$, $\alpha_{\text{рекл}}$ от выручки от реализации продукции, включая НДС

$$I_{\text{предст}} = \frac{\alpha_{\text{предст}}}{100} BP_{\text{вкл НДС}}; \quad (13.45)$$

$$I_{\text{рекл}} = \frac{\alpha_{\text{рекл}}}{100} BP_{\text{вкл НДС}}. \quad (13.46)$$

Выручка от реализации продукции, включая НДС, в соответствии с телеграммой Государственной налоговой службы РФ № ПВ-6-03/16 от 11 января 1996 г. определяется (для отраслей, реализующих работы и услуги по ценам, включающим НДС по ставке 20 %) как

$$BP_{\text{вкл НДС}} = BP_{\text{без НДС}} \cdot 1,1667.$$

8. Амортизация нематериальных активов вычисляется по нормам амортизационных отчислений, рассчитанным исходя из срока их полезного использования $T_{\text{пол.еиз исп}}^{\text{н акт}}$ и первоначальной стоимости нематериальных активов, руб/год,

$$I_{\text{ам}}^{\text{н акт}} = P_{\text{ам}}^{\text{н акт}} C_{\text{н акт}}^{\text{н}}, \quad (13.47)$$

где $P_{\text{ам}}^{\text{н акт}} = 1 / T_{\text{пол.еиз исп}}^{\text{н акт}}$ — норма аморти-

зации по нематериальным активам; $C_{\text{н акт}}^{\text{н}}$ — первоначальная стоимость нематериальных активов.

9. Затраты на подготовку и переподготовку кадров должны быть не выше 2 % затрат на оплату труда $I_{\text{кадр}} = 0,02 I_{\text{от}}$.

10. Арендная плата. В случае, если предприятие арендует основные средства у других юридических лиц, за их использование платится арендная плата, определяемая в соответствии с договором аренды или как процент $\alpha_{\text{аренд}}$ от балансовой стоимости арендуемых основных средств ОПС_{аренд}, руб/год,

$$I_{\text{аренд}} = \frac{\alpha_{\text{аренд}}}{100} \text{ОПС}_{\text{аренд}}, \quad (13.48)$$

11. Отчисления в фонд НИОКР. Норматив отчислений в фонд научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ составляет 1 % годовых издержек на производство продукции.

12. Налоги, включаемые в состав себестоимости продукции. В соответствии с постановлением Правительства РФ [169] в составе себестоимости продукции (работ, услуг) учитываются следующие налоги:

- земельный;
- на приобретение транспортных средств;
- с владельцев транспортных средств;
- на пользователей автомобильных дорог;
- транспортный.

а) *Земельный налог*

Этот налог устанавливается в виде стабильных платежей за единицу занимаемой площади в расчете на год, т.е.

$$P_{\text{зем}} = \sum_{i=1}^I S_i C_i^{\text{зем}} K Y_i, \quad (13.49)$$

где i — участки земли, занятые объектом; S_i — площадь земельного участка, занимаемая объектом, га; $C_i^{\text{зем}}$ — ставка земельно-

го налога по земле несельскохозяйственно-го назначения, руб/(м² · год); K — коэффициент индексации платы за землю; Y_i — коэффициент увеличения средней ставки земельного налога за счет статуса города.

б) Транспортный налог

$$H_{\text{транс}} = \frac{\alpha_{\text{транс}}}{100} I_{\text{от}}, \quad (13.50)$$

где $\alpha_{\text{транс}}$ — ставка транспортного налога, %; $I_{\text{от}}$ — фонд оплаты труда, руб/год.

в) Налог на пользователей автомобильных дорог

$$H_{\text{польз.авт.д}} = \frac{\alpha_{\text{польз.авт.д}}}{100} BP_{\text{без НДС}}, \quad (13.51)$$

где $\alpha_{\text{польз.авт.д}}$ — ставка налога на пользователей автомобильных дорог, %; $BP_{\text{без НДС}}$ — выручка от реализации продукции без НДС, руб/год.

г) Налог на владельцев транспортных средств

$$H_{\text{вл.тр}} = \sum_1^f \frac{\alpha_{\text{тр.ср}}}{100} P_{\text{тр.ср}}, \quad (13.52)$$

где f — виды транспортных средств; $\alpha_{\text{тр.ср}}$ — ставка налога на владельцев транспортных средств, руб/л.с.; $P_{\text{тр.ср}}$ — мощность транспортного средства, л.с.

д) Налог на приобретение транспортных средств

$$H_{\text{приобр.тр.ср}} = \frac{\sum_1^p \alpha_{\text{приобр.тр.ср}}^p}{100} \times C_{\text{приобр.тр.ср}}^p, \quad (13.53)$$

где p — вид приобретаемых транспортных средств; $\alpha_{\text{приобр.тр.ср}}^p$ — ставка налога на приобретение транспортных средств, %; $C_{\text{приобр.тр.ср}}^p$ — продажная стоимость транспортных средств без НДС, руб.

Суммарные ожидаемые издержки на производство и реализацию продукции по проектам, руб/год, рассчитываются как

$$I_{\Sigma} = I_{\text{мат}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{от}} + I_{\text{с.н}} + I_{\text{проч}}, \quad (13.54)$$

На стадии предварительных технико-экономических исследований для сокращения объема работ используют упрощенный метод расчета затрат на производство продукции:

в составе материальных затрат учитывают только топливные затраты, поскольку для электростанций и котельных они составляют 80—90 % $I_{\text{мат}}$;

затраты на оплату труда объединяют с элементом отчисления на социальные нужды, руб/год,

$$I_{\text{от+с.н}} = \bar{n} N_y \Phi_{\text{год}} (1 + Y), \quad (13.55)$$

где $Y = (p_{\text{гос.страх}} + p_{\text{п.ф}} + p_{\text{мед.страх}} + p_{\text{ф.занят}})$;

амортизация на полное восстановление основных производственных средств рассчитывается исходя из капитальных затрат K в объект и средней по объекту нормы амортизационных отчислений $p_{\text{ам}}^{\text{ср}}$,

$$I_{\text{ам}} = K p_{\text{ам}}^{\text{ср}}; \quad (13.56)$$

прочие затраты исходя из ретроспективного анализа проектов составляют 20—30 % постоянных затрат $\alpha_{\text{проч}}$. Чем крупнее объект, тем больше в указанном диапазоне размер $\alpha_{\text{проч}}$:

$$I_{\text{проч}} = \alpha_{\text{проч}} (I_{\text{от+с.н}} + I_{\text{ам}}). \quad (13.57)$$

В итоге суммарные издержки производства, руб/год, составят

$$I_{\Sigma} = I_{\text{топл}} + I_{\text{от+с.н}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{проч}}. \quad (13.58)$$

Иногда в расчетах годовых издержек применяется еще более упрощенный метод, когда переменные издержки рассчитываются в соответствии с объемом затрачиваемых ресурсов, а постоянные издержки определяются долей капитальных затрат (%), которая принимается исходя из проектной

практики индивидуально для каждого объекта (ТЭЦ, котельной, КЭС).

Затраты на перекачку теплоносителя.

Значительной статьей эксплуатационных расходов в водяных тепловых сетях являются затраты на перекачку теплоносителя, включающие в основном — стоимость электроэнергии, расходуемой на привод сетевых насосов. Учитывая большую долю этих затрат в суммарных издержках тепловых сетей, а также их роль при оптимизации режимов тепловых сетей (например, при определении оптимального удельного падения давления в сети), целесообразно выделить отдельно и рассмотреть более подробно эту составляющую затрат и факторы на нее влияющие.

Расход энергии на перекачку теплоносителя рассчитывается как

$$\mathcal{E}_n = \frac{G \Delta p n}{\rho \eta_{н.у}} 10^{-3}, \quad (13.59)$$

где G — расход воды в сети (подача насоса), кг/с; Δp — перепад давлений, развиваемый насосами, Па; ρ — плотность воды, кг/м³ (в среднем $\rho = 975$ кг/м³); n — число часов работы насосов за год; $\eta_{н.у}$ — КПД насосной установки (произведение КПД насоса η_n на КПД электродвигателя η_d), для средних условий $\eta_{н.у} = 0,6—0,7$.

Напомним, что связь между перепадом давлений и напором, развиваемым насосами, определяется по (5.4).

Если система работает при переменном гидравлическом режиме, например в условиях резко отличающихся тепловых нагрузок (зимней и летней), или при количественном регулировании, годовой расход электроэнергии на перекачку теплоносителя, кВт · ч/год, определяется по формуле

$$\mathcal{E}_n = \left[\frac{G_1 \Delta p_1 n_1}{\rho_1 \eta_{н.у1}} + \frac{G_2 \Delta p_2 n_2}{\rho_2 \eta_{н.у2}} + \dots + \right.$$

$$\left. + \frac{G_n \Delta p_n n_n}{\rho_n \eta_{н.ун}} \right], \quad (13.60)$$

где $n_1, n_2, \dots, n_n$ — число часов работы системы при расходах воды $G_1, G_2, \dots, G_n$ и при соответствующих перепадах давлений $\Delta p_1, \Delta p_2, \dots, \Delta p_n$.

Перепад давлений, развиваемый насосами, можно считать состоящим из трех составляемых: потери давления на станции $\Delta p_{ст}$, в сети Δp_c , в узле присоединения абонентов $\Delta p_{аб}$:

$$\Delta p = \Delta p_{ст} + \Delta p_c + \Delta p_{аб}. \quad (13.61)$$

При изыскании оптимальных параметров тепловой сети (удельной потери давления, расчетного перепада температур и др.) переменной величиной обычно является потеря давления в сети.

Потери давления в станционной установке и на абонентских вводах как постоянные можно в этих расчетах не учитывать. Потеря давления в сети, Па,

$$\Delta p_c = R_n L (1 + \alpha), \quad (13.62)$$

где R_n — удельное линейное падение давления в главной магистрали, Па/м; L — длина главной магистрали (равная сумме длин подающей и обратной линий), м; α — коэффициент местных потерь.

Ежегодные издержки на электроэнергию, расходуемую на перекачку теплоносителя по сети, руб/год,

$$H_n = \mathcal{E}_n \tau_3 = \frac{G R_n L (1 + \alpha) n \tau_3 \cdot 10^{-3}}{\rho \eta_{н.у}}, \quad (13.63)$$

где τ_3 — себестоимость производства и передачи электроэнергии в АО-энерго или тариф на электроэнергию, отпускаемую предприятиям «Тепловые сети», руб/(кВт · ч).

В случае если тепловые сети эксплуатируются подразделениями АО-энерго, издержки на перекачку теплоносителя по сети

определяются по себестоимости производства и передачи электроэнергии в АО-энерго. При транспорте тепла по тепловым сетям, находящимся на балансе других организаций и не принадлежащих АО-энерго, затраты на перекачку теплоносителя по сетям определяются по отпускному тарифу на электроэнергию для данной категории потребителей.

Стоимость перекачки единицы отпущенной тепловой энергии, руб/ГДж или руб/Гкал,

$$S_n = \frac{H_n}{Q} = \frac{GR_n L(1 + \alpha) n \tau_3 \cdot 10^{-3}}{\rho \eta_{ny} Q}. \quad (13.64)$$

При $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$

$$S_n = 1,02 \cdot 10^{-6} \frac{GR_n L(1 + \alpha) n \tau_3}{\eta_{ny} Q}, \quad (13.64a)$$

где Q — отпуск тепловой энергии потребителям, ГДж/год или Гкал/год.

Расчет стоимости тепловых потерь.

При проведении технико-экономических расчетов изоляционная конструкция теплопровода обычно неизвестна, так как разработка рабочих чертежей представляет собой задачу последующих этапов проектирования. Поэтому расчет тепловых потерь сети в начальной стадии проектирования и их стоимостная оценка производятся по укрупненным показателям.

Для приближенного определения теплопотерь сети, ГДж/год или Гкал/год, пользуются выражением

$$Q_{т.п} = q_{т.с} M_{ус}, \quad (13.65)$$

где $q_{т.с}$ — удельные ежегодные теплопотери, отнесенные к 1 м^2 условной материальной характеристики тепловой сети, ГДж/($\text{м}^2 \cdot \text{год}$) или Гкал/($\text{м}^2 \cdot \text{год}$),

$$q_{т.с} = \pi k (\tau_{ср} - t_0) (1 + \mu) m \cdot 10^{-6}, \quad (13.66)$$

где k — коэффициент теплопередачи теплопровода с учетом тепловой изоляции, канала и грунта, отнесенный к условной площа-

ди наружной поверхности изоляции трубопровода, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$) или ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$); $\tau_{ср}$ — среднегодовая температура теплоносителя, $^\circ\text{С}$; m — длительность работы тепловой сети, с/год или ч/год; μ — коэффициент местных потерь; $M_{ус}$ — условная материальная характеристика тепловой сети, рассчитанная по наружной поверхности изоляции, м^2 , $M_{ус} = M + 0,15 \Sigma l$; M — материальная характеристика тепловой сети, отнесенная к площади поверхности трубопроводов, м^2 ; Σl — суммарная длина трубопровода, м.

Для предварительных расчетов можно принимать

$$k = 0,8 \text{—} 1,2 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = \\ = 0,7 \text{—} 1,0 \text{ ккал/}(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}).$$

Среднегодовая температура теплоносителя определяется из выражения

$$\tau_{ср} = \frac{\tau_1 m_1 + \tau_2 m_2 + \dots + \tau_n m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}, \quad (13.67)$$

где $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ — температура теплоносителя, $^\circ\text{С}$; $m_1, m_2, \dots, m_n$ — длительность работы теплопровода при указанных температурах теплоносителя.

Для водяных сетей $\tau_{ср}$ — полусумма среднегодовых температур в подающем и обратном трубопроводах.

Для паровых сетей с постоянным режимом давлений $\tau_{ср}$ принимается равной средней температуре пара.

Для надземных теплопроводов на открытом воздухе t_0 принимается равной среднегодовой наружной температуре.

Для подземных теплопроводов t_0 принимается равной среднегодовой температуре грунта на глубине оси теплопровода.

Если известны тепловые потери сети $Q'_{т.п}$ при условной материальной характеристике $M'_{ус}$ и средней температуре теплоносителя $\tau'_{ср}$, то при других значениях этих

переменных тепловые потери $Q_{тп}$ могут быть определены посредством простого пересчета по формуле

$$Q_{тп} = Q'_{тп} \frac{M_{yc}(\tau_{cp} - t_o)}{M'_{yc}(\tau'_{cp} - t_o)}. \quad (13.68)$$

Стоимость тепловых потерь в теплосети ($I_{тп}$), руб/год, определяется как

$$I_{тп} = Q_{тп} \tau_q = q_{тс} M_{yc} \tau_q, \quad (13.69)$$

где $Q_{тп}$ — тепловые потери в тепловых сетях, ГДж/год или Гкал/год; τ_q — себестоимость производства тепловой энергии, если тепловые сети представляют собой подразделения АО-энерго, или тариф на тепловую энергию, если тепловые сети — самостоятельное, экономически не зависящее от АО-энерго предприятие, руб/Дж или руб/Гкал.

Удельная стоимость теплопотерь на единицу отпущенной тепловой энергии, руб/Дж или руб/Гкал,

$$S_{тп} = \frac{U_{тп}}{Q} = q_{тс} \frac{M_{yc} \tau_q}{Q}, \quad (13.69a)$$

где Q — отпуск тепловой энергии, ГДж/год или Гкал/год.

13.3. ВЫБОР СХЕМЫ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ РАЙОНА

Одной из часто встречающихся задач в области теплофикации и централизованного теплоснабжения является технико-экономическое обоснование схемы энергоснабжения района, при решении которой вариант сооружения ТЭЦ общего пользования, где электрическая и тепловая энергия вырабатываются комбинированным методом, сравнивается с вариантом получения электрической и тепловой энергии от раздельных источников: электрической энергии от КЭС и теплоты от котельных.

В этом случае ТЭЦ в части производства электроэнергии замещается КЭС. Замещающая КЭС — самая мощная КЭС, замыкающая перспективный баланс мощности в регионе. По тепловой энергии ТЭЦ замещают

котельные различного назначения: районные, квартальные или промышленные с современным оборудованием. При сравнении вариантов ТЭЦ и схемы раздельного энергоснабжения определяются инвестиционные, текущие затраты, выручка от реализации продукции, налоги, формируется поток реальных денег, по формулам (12.10), (12.11), (12.15), (12.16) рассчитываются критерии эффективности инвестиций и выбирается оптимальная схема энергоснабжения.

В условиях формирующихся рынков электрической и тепловой энергии и мощности в качестве замещаемых для ТЭЦ вариантов, кроме традиционной схемы раздельного энергоснабжения могут рассматриваться следующие:

а) производство электроэнергии на ТЭЦ замещается покупкой электроэнергии на ФОРЭМ¹, а по выработке тепловой энергии — ТЭЦ замещают котельные различной мощности;

б) производство электроэнергии на ТЭЦ замещается ее покупкой на ФОРЭМ, а производство тепловой энергии покупкой ее на потребительском рынке у независимых производителей тепловой энергии.

Если замещаемым вариантом для ТЭЦ служит схема раздельного энергоснабжения, энергетическая сопоставимость вариантов обеспечивается следующим образом.

Сопоставимость по электрической мощности предполагает передачу по вариантам равной мощности потребителям.

Так, в варианте ТЭЦ мощность, передаваемая потребителям,

$$N_{потр} = N_y^{ТЭЦ} (1 - K_{сн}^{ТЭЦ}) (1 - K_{испн}^{ТЭЦ}), \quad (13.70)$$

где $N_y^{ТЭЦ}$ — установленная электрическая мощность ТЭЦ, МВт; $K_{сн}^{ТЭЦ}$ — коэффици-

¹ ФОРЭМ — Федеральный оптовый рынок энергии и мощности

ент расхода мощности на собственные нужды ТЭЦ; $K_{\text{техн}}^{\text{ТЭЦ}}$ — технологический расход (потери) мощности при ее передаче по электрическим сетям.

Поскольку замещаемой является самая мощная КЭС в регионе, мощность замещаемой КЭС всегда больше электрической мощности ТЭЦ. Следовательно, в сопоставительных расчетах должна учитываться не вся, а эквивалентная мощность КЭС, обеспечивающая передачу полезной мощности потребителю такую же, как и в варианте ТЭЦ, т.е. $N_{\text{пол}}^{\text{ТЭЦ}} = N_{\text{пол}}^{\text{КЭС}}$.

Чаще всего КЭС располагается вблизи источника топлива, но на значительном расстоянии от потребителей электроэнергии.

Теплоэлектроцентрали располагаются вблизи тепловых потребителей, которые обычно одновременно используют также всю или большую часть электрической энергии, вырабатываемой на ТЭЦ. Поэтому эквивалентная мощность замещаемой КЭС, обеспечивающая соблюдение равенства полезной мощности, должна быть больше электрической мощности ТЭЦ на значение технологического расхода мощности в линиях электропередачи с учетом разницы в расходе мощности на собственные нужды ТЭЦ и КЭС и расхода мощности на собственные нужды котельных:

$$N_{\text{КЭС}}^{\text{ЭКВ}} = (1 + c_{3y})N_{\text{ТЭЦ}}, \quad (13.71)$$

где c_{3y} — коэффициент, учитывающий разницу в расходе мощности на собственные нужды ТЭЦ и КЭС, расход электрической мощности на собственные нужды котельных и дополнительный технологический расход мощности при ее передаче по электрическим сетям от КЭС,

$$c_{3y} = \left(\frac{1 - n_{\text{ТЭЦ}}^{\text{с.н}}}{1 - n_{\text{КЭС}}^{\text{с.н}}} + \frac{N_{\text{кот}}^{\text{с.н}}}{N_{\text{ТЭЦ}}} \right) \lambda_N - 1, \quad (13.72)$$

где $n_{\text{ТЭЦ}}^{\text{с.н}}$, $n_{\text{КЭС}}^{\text{с.н}}$ — коэффициент расхода электрической мощности на собственные нужды ТЭЦ и КЭС (для предварительных расчетов можно принять $n_{\text{ТЭЦ}}^{\text{с.н}} = 0,06—0,08$

и $n_{\text{КЭС}}^{\text{с.н}} = 0,04—0,06$, меньшие значения относятся к газомазутному, большие — к твердому топливу); $N_{\text{кот}}^{\text{с.н}}$ — максимальная электрическая нагрузка механизмов собственных нужд котельных; $N_{\text{ТЭЦ}}$ — установленная электрическая мощность ТЭЦ; λ_N — коэффициент, учитывающий дополнительный технологический расход мощности (потери) в линиях электропередачи от КЭС. При средней дальности передачи электроэнергии до потребителей от КЭС по сравнению с ТЭЦ 100 — 150 км $\lambda_N = 1,06—1,08$.

Для предварительных расчетов можно принимать значение величины, заключенной в скобки, равным единице; в этом случае $c_{3y} = \lambda_N - 1 = 0,06—0,08$.

Приведение ТЭЦ и котельных в сопоставимый вид по тепловой мощности учитывает, что, как правило, котельные по сравнению с ТЭЦ располагаются ближе к потребителю тепловой энергии, что сокращает протяженность тепловых сетей и теплотери в них. В результате эквивалентная тепловая мощность котельных меньше тепловой мощности ТЭЦ:

$$Q_{\text{кот}}^{\text{ЭКВ}} = (1 - c_{\text{т.с}})Q_{\text{ТЭЦ}}, \quad (13.73)$$

где $c_{\text{т.с}}$ — коэффициент, учитывающий снижение тепловых потерь в тепловых сетях от котельных по сравнению с потерями в тепловых сетях от ТЭЦ; $Q_{\text{ТЭЦ}}$ — тепловая мощность ТЭЦ, МДж/с или Гкал/ч.

Для ориентировочных расчетов можно принять для районных и промышленных котельных $c_{\text{т.с}} = 0,02—0,03$, для квартальных $c_{\text{т.с}} = 0,08—0,1$.

Приведение вариантов ТЭЦ и схемы раздельного энергоснабжения в сопоставимый

вид по полезному отпуску электроэнергии исходит из равенства полезного отпуска электроэнергии потребителям в обоих вариантах, т.е.

$$\mathcal{E}_{\text{пол}}^{\text{ТЭЦ}} = \mathcal{E}_{\text{пол}}^{\text{КЭС}}.$$

Полезный отпуск электроэнергии потребителям

$$\mathcal{E}_{\text{пол}}^{\text{ТЭЦ}} = \mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}(1 - n_{\text{ТЭЦ}}^{\text{с.н}})(1 - n_{\text{ТЭЦ}}^{\text{техн}}), \quad (13.74)$$

где $\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}$ — выработка электроэнергии ТЭЦ

кВт·ч/год; $n_{\text{ТЭЦ}}^{\text{с.н}}$ — коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ; $n_{\text{ТЭЦ}}^{\text{техн}}$ — технологический расход электроэнергии в электрических сетях от ТЭЦ до потребителей.

При равенстве полезного отпуска электроэнергии потребителям эквивалентная выработка электроэнергии на КЭС составит

$$\mathcal{E}_{\text{КЭС}}^{\text{экв}} = (1 + c_{\text{з.у}})\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}, \quad (13.75)$$

где $c_{\text{з.у}}$ — коэффициент, учитывающий разницу в расходе электроэнергии на собственные нужды КЭС и ТЭЦ, расход электроэнергии на собственные нужды котельных и дополнительный технологический расход энергии в электрических сетях от КЭС до района энергоснабжения; $\mathcal{E}_{\text{ТЭЦ}}$ — выработка электроэнергии на ТЭЦ, кВт·ч/год.

Условием сопоставимости вариантов по отпуску тепловой энергии является равенство полезного отпуска тепловой энергии от ТЭЦ и котельных в течение года, т.е.

$$\mathcal{Q}_{\text{пол}}^{\text{ТЭЦ}} = \mathcal{Q}_{\text{пол}}^{\text{кот}}.$$

Полезный отпуск тепловой энергии потребителям от ТЭЦ определяется в виде

$$\mathcal{Q}_{\text{пол}}^{\text{ТЭЦ}} = \mathcal{Q}_{\text{кол}}^{\text{ТЭЦ}}(1 - n_{\text{т.с}}), \quad (13.76)$$

где $\mathcal{Q}_{\text{кол}}^{\text{ТЭЦ}}$ — годовой отпуск теплоты с коллекторов ТЭЦ, ГДж/год или Гкал/год;

$n_{\text{т.с}}$ — коэффициент теплопотерь в тепловых сетях в варианте ТЭЦ.

С учетом меньших потерь в тепловых сетях в схеме раздельного энергоснабжения по сравнению с ТЭЦ эквивалентная выработка тепловой энергии в котельных составит

$$\mathcal{Q}_{\text{кот}}^{\text{экв}} = \frac{(1 - c_{\text{т.с}})\mathcal{Q}_{\text{отп}}^{\text{ТЭЦ}}}{1 - n_{\text{кот}}^{\text{с.н}}}, \quad (13.77)$$

где $\mathcal{Q}_{\text{отп}}^{\text{ТЭЦ}}$ — годовой отпуск тепловой энергии с коллекторов ТЭЦ, Гкал/год, ГДж/год; $c_{\text{т.с}}$ — то же, что и в (13.73); $n_{\text{кот}}^{\text{с.н}}$ — расход тепловой энергии на собственные нужды котельных.

Для случая, когда выработка электроэнергии ТЭЦ заменяется ее покупкой, в варианте раздельного энергоснабжения затраты на покупку электроэнергии на ФОРЭМ вычисляются по среднееотпускному тарифу на продажу электроэнергии с ФОРЭМ. При этом текущие и капитальные затраты по КЭС из схемы расчетов ЧДД исключаются, вместо них учитываются затраты на покупку электроэнергии, т.е.

$$I_{\text{пок}}^{\text{э}} = \mathcal{E}_{\text{пок}} \tau_{\text{прод}}^{\text{ФОРЭМ}}, \quad (13.78)$$

где $\mathcal{E}_{\text{пок}}$ — количество электроэнергии, покупаемой в схеме раздельного энергоснабжения на ФОРЭМ, кВт·ч; $\tau_{\text{прод}}^{\text{ср}}$ — среднееотпускной тариф на продажу электроэнергии, с ФОРЭМ, коп/(кВт·ч).

В схеме раздельного энергоснабжения при определении притока реальных денег учитывается выручка от реализации потребителям электроэнергии, купленной на ФОРЭМ,

$$B P_{\text{э}} = \mathcal{E}_{\text{пок}}(1 - k_{\text{техн}}^{\text{э}})\tau_{\text{соб.потр}}^{\text{прод}}, \quad (13.79)$$

где $k_{\text{техн}}^3$ — технологический расход элект-

троэнергии в электрических сетях; $\tau_{\text{соб.потр}}^{\text{прод}}$

— тариф на электроэнергию, продаваемую собственным потребителям энергосистемы.

Тариф на продажу электроэнергии собственным потребителям больше тарифа на покупку электроэнергии с ФОРЭМ на размер минимально необходимой прибыли, получаемой АО-энерго, который регулируется региональной энергетической комиссией.

В случае, когда замещающими для ТЭЦ являются варианты покупки электроэнергии на ФОРЭМ, а тепловой энергии на потребительском рынке тепловой энергии, затраты на покупку электроэнергии и выручка от реализации рассчитываются как в предыдущем случае, а затраты на покупку тепловой энергии на потребительском рынке определяются как

$$I_{\text{пок}}^q = Q_{\text{пок}} \tau_q^{\text{пок}}, \quad (13.80)$$

где $Q_{\text{пок}}$ — количество тепловой энергии, покупаемой на потребительском рынке, ГДж или Гкал; $\tau_q^{\text{пок}}$ — тариф на покупку тепловой энергии на потребительском рынке у независимых производителей, руб/ГДж или руб/Гкал.

Выручка от реализации тепловой энергии потребителям рассчитывается как

$$BP_q = Q_{\text{пок}}(1 - k_q) \tau_q^{\text{прод}}, \quad (13.81)$$

где k_q — технологический расход тепловой энергии в тепловых сетях; $\tau_q^{\text{прод}}$ — тариф на продажу тепловой энергии потребителям, руб/ГДж или руб/Гкал.

13.4. ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В числе задач в области теплофикации и централизованного теплоснабжения можно выделить группу задач, для которых трудно или невозможно установить анали-

тический зависимость затрат и результатов от искомого параметра. Такие задачи решаются сопоставлением альтернативных вариантов.

Классической задачей такого типа является задача выбора схемы энергоснабжения района или числа и мощности агрегатов, устанавливаемых на ТЭЦ или в котельных.

Если затраты и результаты связаны аналитически с искомым параметром, то задача может быть решена чисто аналитически по правилу нахождения максимума или минимума функции.

Задача оптимизации систем теплоснабжения представляет большую методическую сложность в связи с тем, что эти системы непрерывно развиваются во времени и характеризуются многофакторной зависимостью экономических показателей как от схемы, типа оборудования и режима работы системы централизованного теплоснабжения, так и от структуры оборудования и режима работы энергетической системы в целом.

Изменение основных исходных показателей по годам расчетного периода еще больше усложняет задачу и делает необходимым проведение многовариантных расчетов, что практически возможно только при применении методов математического моделирования с помощью компьютерных программ.

При решении этих задач необходимо учитывать следующие особенности [140, 141]:

1) дискретность и целочисленность результатов оптимизационного расчета, поскольку число и единичная мощность турбин, котлов и другого оборудования могут выражаться только целыми числами;

2) нелинейность, вызываемую наличием многих нелинейных зависимостей, например, значения капиталовложений в тепловые сети от тепловой мощности источника теплоты и плотности тепловой нагрузки;

3) динамику, т.е. развитие системы теплоснабжения с учетом роста тепловых нагрузок.

Для оптимизации теплофикационных систем в отечественной практике разработан комплекс

математических методов и моделей, основные из которых:

а) модель развития ТЭЦ, позволяющая определить оптимальную единичную мощность ТЭЦ, состав и сроки ввода основного оборудования;

б) модель развития котельных, позволяющая находить оптимальное число и единичную мощность котлов по срокам ввода с учетом постепенности роста тепловой нагрузки;

в) модель оптимизации магистральных тепловых сетей, позволяющая определять оптимальный вариант развития тепловых сетей с учетом динамики роста тепловых нагрузок.

Наряду с развитием компьютерных методов оптимизационных расчетов непрерывно развиваются и совершенствуются более простые методы, весьма полезные для предварительной оценки ожидаемых результатов и для осмысливания характера влияния взаимодействующих факторов.

Как для компьютерного, так и для упрощенного расчета весьма важно проводить анализ результатов комплексных технико-экономических расчетов, что позволяет сформулировать некоторые общие выводы и во многих случаях уменьшить объем оптимизационных расчетов теплофикационных систем без ущерба для принимаемых решений.

К числу таких общих выводов, базирующихся на широком круге проведенных оптимизационных расчетов теплофикационных систем, относятся следующие:

1) незначительное влияние фактора динамики, т.е. постепенного роста тепловой нагрузки на выбор количества и оптимальных типоразмеров турбин Т и ПТ, и сильное влияние этого фактора на выбор количества и оптимальной единичной мощности турбин Р;

2) зависимость оптимальной структуры оборудования ТЭЦ от доли технологической нагрузки $\delta_{\text{техн}}$; целесообразность применения в различных сочетаниях турбин Т и ПТ при $\delta_{\text{техн}} < 0,6$ и турбин Т и Р при $\delta_{\text{техн}} > 0,6$;

3) зависимость экономических показателей ТЭЦ, в первую очередь приведенных затрат или чистого дисконтированного дохода, от сроков ввода в эксплуатацию основного энергетического оборудования; целесообразность концентрированного ввода в работу турбин Т и ПТ и расщепленного ввода турбин Р;

4) целесообразность опережающего ввода в работу пиковых водогрейных котлов на вновь сооружаемых ТЭЦ, используемых в базисном режиме в первые годы развития ТЭЦ.

Критериями выбора оптимального варианта при решении задач оптимизации параметров теплоснабжающих систем могут выступать максимум ЧДД или минимум приведенных затрат.

Использование «доходных» критериев применяют для решения задач по оптимизации параметров теплоснабжающих систем, таких как расчетная температура воды в подающей линии тепловой сети, удельное падение давления, уровень теплопотерь в теплосети.

Однако при расчете ЧДД следует рассчитывать не только затраты по вариантам, но и выручку от реализации продукции и прочие составляющие притока реальных денег, что усложняет расчеты, так как определить, как изменится поток реальных денег при изменении, например, удельного падения давления в тепловой сети, достаточно трудно.

В настоящее время нельзя игнорировать и тот факт, что система математических моделей оптимизации теплофикационных систем, разработанная российскими учеными [140, 141], базируется на использовании критериев минимума приведенных затрат или минимума удельных приведенных затрат и модернизация ее на использование доходных методов, что, безусловно, в большей степени отвечает интересам инвесторов, требует времени.

В качестве экономических критериев выбора оптимальных параметров теплофика-

ционных систем в этих условиях выступают затратные критерии:

минимальные годовые расчетные затраты, руб/год,

$$Z = EK + И, \quad (13.82)$$

где E — уровень эффективности затрат, приемлемый для инвесторов; в общем случае E должен быть не меньше процента по депозитным вкладам в банках;

минимальные удельные расчетные затраты z , т.е. затраты, отнесенные к единице отпускаемой тепловой энергии или единице тепловой производительности, единице установленной мощности (для ТЭЦ) и т.п.

Оптимизационные расчеты упрощаются, если критерием избраны удельные расчетные затраты, так как в этом случае условие достижения равного полезного отпуска энергии потребителям выполняется автоматически.

13.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОФИКАЦИИ ТЭЦ

Выбор оптимального значения коэффициента теплофикации как на стадии проектирования теплоэлектроцентралей, так и на отдельных этапах развития теплофикационной системы — задача технико-экономического расчета.

В зависимости от конкретных условий встречаются две разновидности этой задачи.

1. Задана расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ Q'_T , искомыми величинами служат ее оптимальная электрическая мощность N и тепловая мощность отборов теплофикационных турбин $Q'_{отб}$.

2. Заданы установленная электрическая мощность ТЭЦ и тепловая мощность отборов турбин $Q_{отб}$. Искомая величина — тепловая нагрузка Q'_T , которую целесообразно присоединить к данной ТЭЦ. Тепловая нагрузка, не присоединенная к ТЭЦ, должна удовлетворяться от котельных.

Первая задача обычно возникает при разработке схем теплоснабжения вновь за-

страиваемых районов, когда определяется оптимальная мощность вновь проектируемой ТЭЦ. Вторая задача представляет интерес при разработке схем теплоснабжения сложившихся районов, когда по условиям планировки территории увеличение электрической мощности действующей ТЭЦ невозможно или сильно ограничено.

Ввиду того что теплофикационные турбины изготавливаются стандартных типоразмеров, цель первой задачи — выбор оптимального количества теплофикационных турбин, а цель второй задачи — определение оптимальной тепловой нагрузки для ТЭЦ с заданным количеством и типом установленных турбин.

Проведенные исследования [108] показывают, что для каждого типа теплофикационных турбин зависимость удельной экономии годовых расчетных затрат от присоединенной тепловой нагрузки $\Delta z = f(Q'_T)$ может быть описана экономическими характеристиками (рис. 13.2). В верхней части графика по оси ординат отложена удельная экономия годовых расчетных затрат при теплофикации (с учетом как ТЭЦ, так и тепловых сетей) по сравнению с удельными расчетными затратами в варианте раздельного энергоснабжения, руб/год, отнесенная к единице (МДж/с или Гкал/ч) тепловой нагрузки, присоединенной к данной турбинной установке (включая соответствующую мощность пиковых котлов). По оси абсцисс отложено абсолютное значение присоединенной тепловой нагрузки Q'_T (МДж/с или Гкал/ч). В нижней части графика показаны значения коэффициента теплофикации $\alpha_T = Q'_{отб}/Q'_T$.

Экономическая характеристика показывает зависимость удельной экономии годовых расчетных затрат от присоединенной тепловой нагрузки к теплофикационной турбинной установке заданного типоразмера в условиях данной энергосистемы.

Приведенная для иллюстрации на рис. 13.2 экономическая характеристика относится к теплофикационной турбине Т-250-240

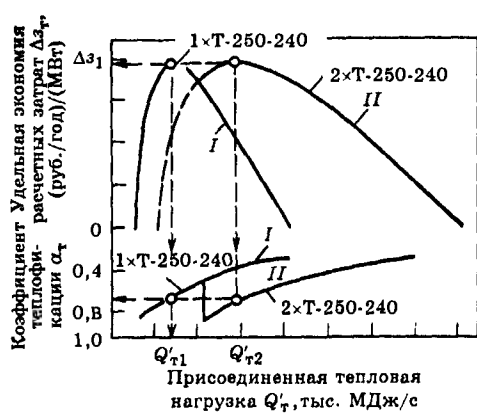


Рис. 13.2. Зависимость удельной экономии расчетных затрат от присоединенной тепловой нагрузки

номинальной электрической мощностью 250 МВт и тепловой мощностью теплофикационных отборов 384 МДж/с (330 Гкал/ч) при установке ее в энергосистеме с конденсационными турбинами К-300-240.

При некотором значении присоединенной тепловой нагрузки Q'_{T1} удельная экономия расчетных затрат Δ_T достигает максимума Δ_{T1} . Оптимальное значение коэффициента теплофикации при установке на ТЭЦ одной турбины Т-250-240 равно в рассматриваемых условиях $\alpha_T^{\text{опт}} = 0,66$.

Дальнейшее увеличение присоединенной к ТЭЦ тепловой нагрузки приводит к уменьшению Δ_T , и при некотором значении Q'_T удельная экономия Δ_T становится равной нулю. Для обеспечения высокой экономии удельных расчетных затрат необходимо по мере роста присоединенной к ТЭЦ расчетной тепловой нагрузки вводить в работу новые теплофикационные агрегаты.

Каждому этапу развития ТЭЦ соответствует своя экономическая характеристика. Так, на рис. 13.2 кривая I — экономическая характеристика ТЭЦ с одним теплофикационным блоком Т-250-240; кривая II — экономическая характеристика ТЭЦ с двумя блоками Т-250-240. Переход от характери-

стики I к характеристике II соответствует дискретному изменению электрической и тепловой мощности ТЭЦ.

Если условно принять, что удельные капитальные затраты на сооружение ТЭЦ постоянны независимо от числа устанавливаемых турбоагрегатов, то характеристика II может быть построена путем простого удвоения абсцисс характеристики I при одних и тех же ординатах.

Расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ, при которой экономически целесообразен ввод в работу нового турбоагрегата при развитии тепловой нагрузки района, определяется пересечением двух смежных характеристик. В данном случае ввод в работу второго турбоагрегата целесообразен при Q'_{T2} . При этой тепловой нагрузке и работе одного турбоагрегата коэффициент теплофикации ТЭЦ $\alpha_T = 0,44$. После ввода в работу второго турбоагрегата коэффициент теплофикации возрастает вдвое и составляет 0,88. Дальнейшее увеличение присоединенной тепловой нагрузки приводит к уменьшению коэффициента теплофикации.

Оптимальный коэффициент теплофикации зависит в основном от технического совершенства оборудования ТЭЦ, КЭС и котельных, удельных капиталовложений в их сооружение, вида и стоимости сжигаемого топлива.

Как показывают проведенные исследования, при работе КЭС, ТЭЦ и котельных на органическом топливе примерно одинаковой стоимости и при современных типоразмерах теплофикационных турбин оптимальное значение α_T при первой формулировке задачи лежит обычно в пределах 0,35—0,7. Нижний предел относится к условиям, когда начальные параметры ТЭЦ существенно ниже, чем на КЭС, работающих в той же энергетической системе. Верхний предел относится к одинаковым начальным параметрам ТЭЦ и КЭС.

В том случае, когда ТЭЦ и КЭС работают на разных видах топлива, причем ТЭЦ на более дорогом топливе, а КЭС на более дешевом, оптимальное значение α_T снижается. Для ориентировочного определения $\alpha_T^{\text{опт}}$ при первой формулировке задачи может быть использован метод, предложенный Б.В. Сазоновым [90]. Идея метода заключается в том, что при оптимальном коэффициенте теплофикации производная прироста удельной экономии годовых расчетных затрат по приросту электрической мощности ТЭЦ равна нулю:

$$d\Delta_3/dN = 0. \quad (13.83)$$

В данном случае Δ_3 , в отличие от Δ_2 , представляет собой удельную экономию годовых расчетных затрат на единицу электрической мощности ТЭЦ.

При замене бесконечно малых величин конечными, что значительно удобнее для практических расчетов, условие экстремума можно сформулировать следующим образом: при оптимальном коэффициенте теплофикации прирост годовой стоимости сэкономленного топлива на единицу увеличения электрической мощности ТЭЦ равен приросту постоянных затрат, вызванных указанным увеличением электрической мощности ТЭЦ.

Это условие может быть записано так:

$$[(b_K^3 - b_T^3)n_{T.M} - (b_{K.T}^3 - b_K^3)(n - n_{T.M})]C_{\text{топл}} = \Delta k(E_n + f), \quad (13.84)$$

где b_T^3 , $b_{K.T}^3$, b_K^3 — удельные расходы условного топлива на выработку электрической энергии соответственно комбинированным методом на ТЭЦ, конденсационным на ТЭЦ, на КЭС, кг/(кВт·ч) [см. (1.38)]; $n_{T.M}$ — годовое число часов работы турбины с максимальной тепловой мощностью теплофикационных отборов, или, что то же, годовое число часов работы пиковой котельной, ч/год; n — годовое чис-

ло часов использования максимума установленной электрической мощности ТЭЦ, ч/год; $C_{\text{топл}}$ — цена топлива, руб/т (в условном исполнении); Δk — дополнительные удельные капитальные вложения в энергогенерирующие установки на ТЭЦ и в тепловые сети по сравнению с раздельным вариантом энергоснабжения, руб/кВт; E_n и f — коэффициент эффективности капитальных затрат и доля ежегодных отчислений на амортизацию, текущий ремонт и прочие расходы.

Из (13.84) следует

$$\left(\frac{n_{T.M}}{n}\right)_{\text{опт}} = \frac{b_{K.T}^3 - b_K^3}{b_{K.T}^3 - b_T^3} + \frac{\Delta k(E_n + f)}{nC_{\text{топл}}(b_{K.T}^3 - b_T^3)}. \quad (13.85)$$

Чем больше $(n_{T.M}/n)_{\text{опт}}$, тем меньше при прочих условиях $\alpha_T^{\text{опт}}$.

По найденному значению $n_{T.M}^{\text{опт}}$ и заданному годовому графику продолжительности тепловой нагрузки находится оптимальная тепловая нагрузка отборов турбин $Q_{\text{отб}}^{\text{опт}}$. Например (см. рис. 4.34, а), по значению $n_{T.M}^{\text{опт}}$, равному отрезку rl , легко найти $Q_{\text{отб}}^{\text{опт}}$, равному отрезку or .

На основе найденного по экономической характеристике или аналитическим методом значения $\alpha_T^{\text{опт}}$ при первой формулировке задачи может быть определена также оптимальная удельная электрическая мощность ТЭЦ, отнесенная к единице присоединенной тепловой нагрузки

$$N_y^{\text{опт}} = \psi \alpha_T^{\text{опт}} \varepsilon_T, \quad (13.86)$$

где ε_T — удельная комбинированная выработка электрической энергии [см. (1.7)]; ψ — коэффициент, учитывающий так называемую привязанную конденсационную мощность; N_y является электрической мощностью ТЭЦ, МВт на 1 МДж/с присоединенной к ТЭЦ тепловой нагрузки, т.е. сум-

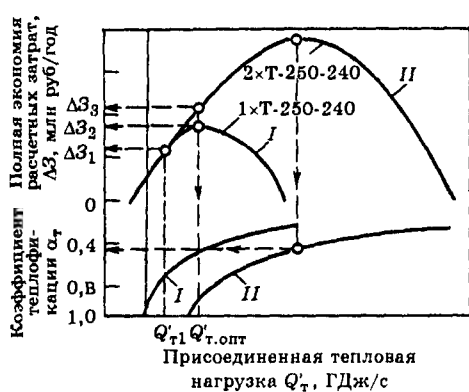


Рис. 13.3. Зависимость полной экономии расчетных затрат от присоединенной тепловой нагрузки

марная мощность отборов турбин и пиковых котельных.

Удельная мощность ТЭЦ — весьма удобный показатель для предварительной оценки целесообразного значения электрической мощности ТЭЦ для вновь проектируемых районов централизованного теплоснабжения, а также при развитии действующих теплофикационных систем:

$$N_{\text{опт}} = N_y^{\text{опт}} Q'_{\text{т}}. \quad (13.86a)$$

Во втором случае, когда заданы установленная мощность ТЭЦ N и тепловая мощность отборов турбин $Q'_{\text{отб}}$, определенное $\alpha_{\text{т}}$ заключается в расчете оптимальной тепловой нагрузки $Q'_{\text{опт}}$, при которой абсолютная экономия расчетных затрат при теплофикации по сравнению с раздельным энергоснабжением максимальна, т.е. $\Delta Z = \Delta Z Q'_{\text{т}} = \max$.

Для этой цели на основе удельной экономической характеристики турбин $\Delta z = f(Q'_t)$ (рис. 13.3) строится интегральная характеристика $\Delta Z = \Delta Z Q'_{\text{т}}$, т.е. зависимость полной экономии расчетных затрат ΔZ от расчетной тепловой нагрузки ТЭЦ Q'_t . Точка перегиба кривой II $\Delta Z = f(Q'_t)$ соответствует оптимальному значению Q'_t для рассматриваемой задачи.

Для иллюстрации на рис. 13.3 приведена зависимость $\Delta Z = f(Q'_t)$ для ТЭЦ с одним теплофикационным блоком Т-250-240 (кривая I). Точка перегиба кривой I определяет значения $Q'_{\text{т.опт}}$. Коэффициент теплофикации, соответствующий этой нагрузке, $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}} = 0,43$. Из сравнения характеристик, приведенных на рис. 13.2 и 13.3, видно, что оптимальное значение коэффициента теплофикации, выбранное из условия максимальной полной экономии расчетных затрат $\Delta Z = \max$, в $0,66/0,43 = 1,5$ раза ниже оптимального коэффициента теплофикации, выбранного из условия максимальной удельной экономии расчетных затрат.

Такая закономерность, характерная для современных ТЭЦ, показывает, что при второй формулировке задачи, т.е. когда физически установленная электрическая мощность данной ТЭЦ ограничена и не может быть увеличена из-за отсутствия свободной площадки или по другим условиям, оптимальное значение тепловой нагрузки на один агрегат выше, а оптимальный коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{т}}^{\text{опт}}$ ниже, чем при первой формулировке задачи, когда число устанавливаемых агрегатов на ТЭЦ не ограничено. Это объясняется тем, что при увеличении присоединенной тепловой нагрузки на агрегат сверх значения, соответствующего экстремуму кривой $\Delta z = f(Q'_t)$, наряду с уменьшением удельной экономии приведенных затрат растет отпуск теплоты от ТЭЦ, в том числе и из отборов турбин; поэтому полная экономия приведенных затрат в некотором диапазоне значений Q'_t возрастает. Конечно, при этом полная экономия приведенных затрат получается меньше, чем при варианте установки дополнительных турбоустановок с ростом присоединенной к ТЭЦ тепловой нагрузки.

Из рис. 13.3 видно, что при установке на ТЭЦ только одного блока Т-250-240 и ограничении присоединенной к нему тепловой

нагрузки $Q'_{т1}$, соответствующей $\alpha_t^{\text{опт}}$ по первой формулировке задачи, полная экономия расчетных затрат составляет ΔZ_1 . Если же увеличить тепловую нагрузку, присоединенную к этому блоку, до $Q'_{т\text{опт}}$, то полная экономия расчетных затрат возрастает до ΔZ_2 .

На рис. 13.3 нанесена кривая II, показывающая полную экономию расчетных затрат ΔZ , которая могла бы быть получена, если бы при тепловой нагрузке $Q'_{т\text{опт}}$ ввели бы в работу второй теплофикационный блок Т-250-240. Из сравнения характеристик I и II видно, что при расчетной тепловой нагрузке $Q'_{т\text{опт}}$, являющейся оптимальной из условия $\Delta Z = \max$ для ТЭЦ с одной турбиной Т-250-240, полная годовая экономия расчетных затрат равна ΔZ_2 , в то время как при установке двух турбин Т-250-240 она равна ΔZ_3 , т.е. больше, чем в первом случае.

По найденной оптимальной тепловой нагрузке ТЭЦ $Q'_{т\text{опт}}$, соответствующей $\Delta Z_{\max}$, при второй формулировке задачи легко определить оптимальную удельную тепловую нагрузку ТЭЦ, отнесенную к единице установленной электрической мощности ТЭЦ:

$$Q_y^{\text{опт}} = Q'_{т\text{опт}} / N.$$

Величина $Q_y^{\text{опт}}$ представляет собой удобный показатель для предварительного вычисления целесообразной расчетной тепловой нагрузки ТЭЦ при заданной установленной электрической мощности.

Определение оптимальной расчетной температуры воды. Значение оптимальной расчетной температуры воды в подающем трубопроводе водяной тепловой сети зависит от трех звеньев теплофикационной системы: ТЭЦ, тепловой сети, теплоиспользующих установок. Когда теплота поступает от котельной, работающей в составе сис-

темы централизованного теплоснабжения, повышение температуры в подающем трубопроводе до технически допустимого предела всегда выгодно. При теплоснабжении от ТЭЦ задача решается сравнением вариантов теплоснабжения с различной температурой воды в подающем трубопроводе, при этом оптимальной температурой воды соответствуют минимальные расчетные затраты

$$Z = I_{\text{топ}} + I_{\text{п}} + I_{\text{т.п}} + (f_{\text{т.с}} + E)K_{\text{т.с}} + (f_{\text{аб}} + E)K_{\text{а}} = \min, \quad (13.87)$$

где $f_{\text{т.с}}$, $f_{\text{а}}$ — доли отчислений от капитальных затрат соответственно в тепловые сети и насосные станции, учитывающие постоянные издержки. Обозначения $I_{\text{топ}}$, $I_{\text{п}}$, $I_{\text{т.п}}$ — см. (13.29), (13.63), (13.69).

При определении зависимых расходов необходимо для каждого из сравниваемых вариантов выбрать свое экономическое удельное падение давления $R_{\text{л}}^{\text{опт}}$, поскольку оно зависит от расчетного расхода воды в сети, а расчетный расход воды будет различным для разных вариантов, так как $G = f(\Delta t')$.

При теплоснабжении жилых и общественных зданий максимальная температура воды, поступающей в отопительные системы, ограничена по санитарно-гигиеническим условиям 90—95 °С. Поэтому повышение температуры воды в подающем трубопроводе не отражается на поверхности нагрева приборов абонентских отопительных установок.

13.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УДЕЛЬНОГО ПАДЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В СЕТИ

Современные двухтрубные магистральные водяные тепловые сети представляют собой обычно сложную циркуляционную систему с основной насосной установкой на ТЭЦ и насосными подстанциями на подающем и обратном трубопроводах и многочисленными ответвлениями от магистра-

лей, по которым сетевая вода проходит из подающего в обратный трубопровод через теплопотребляющие установки. Принципиальная схема такой тепловой сети и ее пьезометрический график приведены на рис. 13.4.

Оптимальное удельное линейное падение давления в магистральной тепловой сети зависит от годовых расчетных затрат по тепловой сети, включающих стоимость тепловых потерь.

Увеличение удельного линейного падения давления приводит к уменьшению диаметров сети и связанному с этим ее удешевлению, но при этом возрастают затраты на сооружение насосных станций, увеличивается расход электроэнергии и соответственно годовые издержки на перекачку теплоносителя.

Экономическое решение задачи соответствует минимуму суммы расчетных затрат

$$Z = I_{\text{п}} + I_{\text{тп}} + (f_{\text{н}} + E)K_{\text{н}} + (f_{\text{т.с}} + E)K_{\text{т.с}} = \min, \quad (13.88)$$

где $f_{\text{н}}$, $f_{\text{т.с}}$ — доля ежегодных отчислений от капитальных затрат соответственно в насосные станции и тепловые сети, учитывающие постоянные издержки насосных станций и тепловых сетей; $K_{\text{н}}$ — капитальные затраты в насосные станции; $K_{\text{т.с}}$ —

то же в тепловые сети. Остальные буквенные обозначения — см. формулы (13.68), (13.69), (13.16), (13.63).

Капитальные затраты в насосные станции, руб.,

$$K_{\text{н}} = a_{\text{н}}c_{\text{н}} + b_{\text{н}}\Sigma N_{\text{н}}, \quad (13.89)$$

где $a_{\text{н}}$ — постоянная составляющая капитальных затрат в насосную станцию; $c_{\text{н}}$ — суммарное количество насосных станций и подстанций на ТЭЦ и магистральной тепловой сети; $b_{\text{н}}$ — удельные капитальные затраты в насосную станцию, зависящие от ее установленной мощности, руб/кВт; $\Sigma N_{\text{н}}$ — суммарная электрическая мощность насосных станций, требуемая для перекачки теплоносителя по магистральной тепловой сети, кВт,

$$\Sigma N_{\text{н}} = \frac{GR_{\text{л}}L(1 + \alpha)}{\rho\eta_{\text{н.у}}} 10^{-3} \frac{\Sigma \chi \omega}{2}. \quad (13.90)$$

Здесь G — суммарный расчетный расход воды в сети (подача с коллектора ТЭЦ), кг/с; $R_{\text{л}}$ — удельное линейное падение давления в главной магистрали, Па/м; L — суммарная длина главной магистрали (сумма длин подающего и обратного трубопроводов), м; α — коэффициент местных гидравлических потерь; $\eta_{\text{н.у}}$ — КПД насосной установки; χ — коэффициент расхода насосной станции (подстанции), равный отношению сетевого расхода воды через насосную станцию к суммарному расчетному расходу воды в сети, т.е. к подаче воды с коллекторов ТЭЦ, $\chi = G_{\text{н}}/G$; $G_{\text{н}}$ — расход воды через насосную станцию; ω — дистанционный коэффициент насосной станции или подстанции, равный отношению расстояния между двумя последовательно включенными станциями и от последней по ходу воды станции до конца магистрали к длине магистрали, на которой они установлены, т.е. к длине подающего или к длине обратного трубопровода (например, из

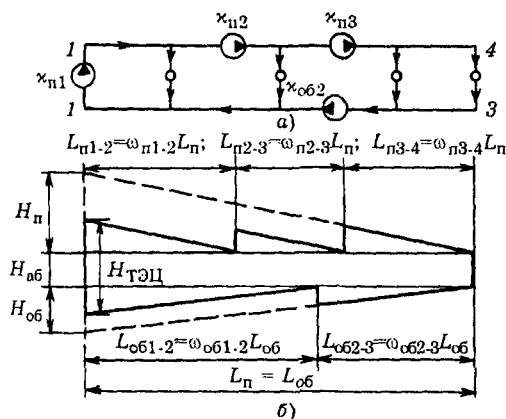


Рис. 13.4. Принципиальная схема тепловой сети (а) и ее пьезометрический график (б)

рис. 13.4 $\omega_{п2-3} = L_{п2-3}/L_{п}$, где $L_{п2-3}$ — расстояние между подстанциями № 2 и 3 на подающем трубопроводе; $L_{п}$ — длина подающего трубопровода магистрали). Насосной станции на ТЭЦ присвоен № 1. Как по подающему, так и по обратному трубопроводам нумерация насосных начинается с ТЭЦ, т.е. от насосной станции № 1.

При указанной системе нумерации насосных станций имеют место следующие зависимости:

$$\omega_{п1-2} + \omega_{п2-3} + \dots + \omega_{п[(n-1)-n]} = 1;$$

$$\omega_{об1-2} + \omega_{об2-3} + \dots + \omega_{об[(n-1)-n]} = 1,$$

где $\omega_{п}$ — дистанционные коэффициенты подающей магистрали; $\omega_{об}$ — дистанционные коэффициенты обратной магистрали.

Сумма произведений коэффициентов расхода на дистанционные коэффициенты насосных станций на подающем и обратном трубопроводах магистралей равна

$$\begin{aligned} \Sigma \chi \omega &= \chi_{п1} \omega_{п1-2} + \chi_{п2} \omega_{п2-3} + \dots \\ &\dots + \chi_{об1} \omega_{об1-2} + \chi_{об2} \omega_{об2-3}. \end{aligned}$$

Комплекс $\Sigma \chi \omega / 2$ в (13.90) — это коэффициент снижения мощности на перекачку теплоносителя по магистральной сети при работе насосных подстанций.

В частном случае, при равномерном распределении тепловой нагрузки вдоль магистрали и равномерном распределении насосных станций на магистрали ($\omega_{п1-2} = \omega_{п2-3} = \dots = \omega_{об1-2} = \omega_{об2-3}$) величина $\Sigma \chi \omega / 2 = (c_n + 3) / (2c_n + 2)$, где c_n — количество насосных станций.

При отсутствии насосных подстанций, т.е. при наличии только одной насосной станции на ТЭЦ, $c_n = 1$ и $\Sigma \chi \omega / 2 = 1$. При увеличении числа насосных станций значение $\Sigma \chi \omega / 2$ уменьшается. Так, при установке в середине подающей и обратной магистрали по одной подстанции $c_n = 3$ и $\Sigma \chi \omega / 2 = 0,75$. При двух подстанциях на каждой магистрали $c_n = 5$ и $\Sigma \chi \omega / 2 = 0,67$. При $c = \infty$

$\Sigma \chi \omega / 2 = 0,5$. Пределы возможного изменения $\Sigma \chi \omega / 2$ в формуле (13.90) от 1 до 0,5.

С помощью (13.7), (13.63), (13.69), (13.89) и (13.90) уравнение (13.88) может быть представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned} 3 &= \pi \tau_3 \Sigma N_y + M_{y,c} q_{тс} \tau_q + (f_{п} + E) \times \\ &\times (a_n c_n + b_n \Sigma N) + (f_{тс} + E)(a \Sigma l + b M). \end{aligned} \quad (13.91)$$

Для удобства дифференцирования выразим материальную характеристику сети M через удельное линейное падение давления $R_{л}$. Зададимся произвольным удельным линейным падением давления вдоль расчетной магистрали R_0 , проведем гидравлический расчет всей тепловой сети, включая все ответвления от магистрали, и найдем ее материальную характеристику M_0 .

При расчете M_0 для сети с насосными подстанциями необходимо учитывать размещение насосных подстанций вдоль сети, которое должно быть заранее выбрано или задано (см. рис. 13.4). При установке на магистральной сети насосных подстанций располагаемые напоры в ответвлениях от магистрали меньше, чем в сети без насосных подстанций, при одном и том же значении R_0 . Поэтому материальная характеристика сети M_0 получается в сети с подстанциями больше, чем в сети без подстанций.

Произведение $M_0 R_0^{0,19}$ для данной тепловой сети с заданным количеством насосных подстанций и заданным их расположением является постоянной величиной, не зависящей от произвольно выбранного удельного линейного падения давления R_0 .

Произведение $M_0 R_0^{0,19}$ является показателем, характеризующим разветвленность данной тепловой сети, распределение на ней насосных подстанций и распределение расхода теплоносителя по отдельным участкам сети:

$$M_0 R_0^{0,19} = A_{\alpha}^b \sum_{i=1}^n G_i^{0,38} l_i,$$

где A_{α}^B — см. табл. 5.1; G_i — расход теплоносителя на участке i ; l_i — длина участка i .

Поскольку для данной тепловой сети $M_0 R_0^{0.19} = \text{const}$, то ее материальная характеристика при любом линейном удельном падении давления $R_{\text{л}}$ выразится уравнением $M = M_0 (R_0 / R_{\text{л}})^{0.19}$.

Подставив указанную зависимость в (13.83), найдем по правилу нахождения экстремума функций производную $dZ/dR_{\text{л}}$ и приравняем ее нулю.

После соответствующих преобразований получим выражение для оптимального удельного линейного падения давления, Па/м,

$$R_{\text{л}}^{\text{опт}} = \left(190 \rho \varphi \frac{M_0 R_0}{GL} \right)^{0.84}. \quad (13.92)$$

При $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$

$$R_{\text{л}} = 26\,600 \left(\varphi \frac{M_0 R_0^{0.19}}{GL} \right)^{0.84}, \quad (13.92a)$$

где M_0 — материальная характеристика сети, м^2 ; R_0 — удельное падение давления, Па/м; G — расход воды в сети, кг/с; L — длина главной магистрали (суммарная длина подающей и обратной линий), м; φ — коэффициент, зависящий от экономических показателей и оборудования сети, кВт/м^2 ,

$$\varphi = \eta_{\text{н.у}} \frac{(\zeta_{\text{тс}} + E)b + q_{\text{тс}} \tau_q}{(1 + \alpha) \left[n \tau_{\text{с}} + (\zeta_{\text{н}} + E)b_{\text{н}} \frac{\sum \omega}{2} \right]}. \quad (13.93)$$

Как видно из (13.92), экономическое падение давления определяется произведением двух переменных множителей. Первый множитель $[M_0 R_0^{0.19} / (GL)]^{0.84}$ зависит от схемы тепловой сети и распределения расхода по сети.

Этот множитель не зависит от R_0 , так как при любом R_0 значение $M_0 R_0^{0.19}$ постоянно для тепловой сети.

Второй множитель $\varphi^{0.84}$ зависит от характеристики оборудования сети и насосных станций α , $h_{\text{н.з.}}$, $q_{\text{тс}}$, количества насосных станций и их размещения вдоль магистрали $\sum \omega/2$, стоимостных показателей b , $b_{\text{н}}$, $\tau_{\text{т}}$, $\tau_{\text{с}}$. При включении на магистральных сетях насосных подстанций $\sum \omega/2 < 1$ и по сравнению с вариантом отсутствия насосных подстанций больше φ . Одновременно становится больше значение $M_0 R_0^{0.19}$. Все это приводит к увеличению оптимального удельного линейного падения давления $R_{\text{л}}^{\text{опт}}$.

При отсутствии на магистральной сети насосных подстанций $\sum \omega/2 = 1$ и φ становится практически постоянным, зависящим только от характеристик оборудования сети и насосной установки ТЭЦ $\eta_{\text{н.у}}$, $q_{\text{тс}}$, a , климатических условий, режима работы сети $\tau_{\text{ср}}$, m , n и стоимостных показателей b , $b_{\text{н}}$, $\tau_{\text{т}}$, $\tau_{\text{с}}$.

Оптимальное удельное линейное падение давления, Па/м,

$$R_{\text{л}}^{\text{опт}} = 17\,800 (M_0 R_0^{0.19})^{0.84}. \quad (13.94)$$

Приведенная методика исходит из постоянного удельного падения давления в главной магистрали, т.е. из прямолинейного пьезометрического графика главной магистрали. Такое распределение напора можно с достаточной точностью считать экономически оправданным [145].

Для определения по изложенной методике экономического падения давления поступают следующим образом:

задаются произвольным удельным падением давления R_0 ;

проводят гидравлический расчет сети;

на основании результатов гидравлического расчета находят материальную характеристику M_0 , соответствующую удельному падению давления R_0 ;

по (13.92) подсчитывают $R_{\text{л}}^{\text{опт}}$.

В том случае, когда оптимальное число насосных подстанций и их размещение вдоль магистрали являются искомыми параметрами, задаются различными вариантами количества и размещения насосных подстанций, для каждого из вариантов определяют $R_{\text{л}}^{\text{опт}}$ по (13.92) и (13.93), расчетные затраты по (13.88) и выбирают вариант, отвечающий условию $3 = \min$.

Экономическое удельное падение давления в транзитной магистрали, т.е. в магистрали без ответвлений, Па,

$$R_{\text{л}}^{\text{опт}} = 26600 \frac{(A_{\alpha}^{\text{в}})^{0,84} \varphi^{0,84}}{G^{0,52}}. \quad (13.95)$$

Значение $A_{\alpha}^{\text{в}}$ — см. табл. 5.1.

При эквивалентной шероховатости $k_3 = 0,0005$ м, $A_{\alpha}^{\text{в}} = 117 \cdot 10^{-3}$

$$R_{\text{л}}^{\text{опт}} = 4390 \varphi^{0,84} / G^{0,52}.$$

Оптимальный диаметр транзитной магистрали

$$d_{\text{опт}} = 0,144 (A_{\alpha}^{\text{в}})^{0,84} G^{0,48} / \varphi^{0,16}. \quad (13.96)$$

При $k_3 = 0,0005$ м, $A_{\alpha}^{\text{в}} = 117 \cdot 10^{-3}$

$$d_{\text{опт}} = 0,024 G^{0,48} / \varphi^{0,16}. \quad (13.96a)$$

Более подробно см. [101].

Транзитные теплопроводы. Транзитные теплопроводы наиболее рационально выполнять без промежуточных насосных подстанций оптимальным диаметром, рассчитанным по (13.96), т.е. только с одной основной насосной установкой в источнике теплоснабжения, так как применение промежуточных подстанций приводит в этих условиях к увеличению расчетных затрат по насосным установкам, т.е. слагаемого $(f_{\text{н}} + E)K_{\text{н}}$ в (13.88) или (13.91), при неизменном значении всех остальных слагаемых расчетных затрат.

Однако такое решение не всегда возможно. На гидравлические режимы транзитных

тепловых сетей, особенно при большой их длине, часто накладываются ограничения по допустимым максимальным или минимальным давлениям из условий механической прочности, предупреждения вскипания теплоносителя, недопущения вакуума и др.

Для выполнения этих требований приходится в длинных транзитных теплопроводах создавать насосные подстанции с тем, чтобы изменение пьезометрического напора на участках теплопровода между двумя последовательно включенными подстанциями не превышало некоторого заданного значения ΔH , м.

Метод определения оптимального количества насосных подстанций на транзитной магистрали приведен в [101].

13.7. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙ С УЧЕТОМ НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Многие вопросы, связанные с выбором оптимальных решений по надежности системы теплоснабжения или ее отдельных элементов, определяются технико-экономическими расчетами.

Определение экономически обоснованного срока действия теплопровода [125а, б].

По мере старения действующего теплопровода и выработки заложенного в нем рабочего ресурса растут ежегодный поток отказов и ежегодные затраты на их устранение.

Экономически целесообразный срок действия теплопровода может быть найден из условия, что годовые расчетные затраты при сооружении нового теплопровода равны или меньше ежегодных затрат на ликвидацию отказов действующего теплопровода:

$$(E_{\text{н}} + f_{\text{тп}})k_{\text{тп}} \leq \lambda_y, \quad (13.97)$$

где $k_{\text{тп}}$ — удельные капитальные затраты на сооружение нового теплопровода, руб/км; $E_{\text{н}}$ — коэффициент эффективности капитальных вложений 1/год; f — доля ежегодных отчислений от капитальных затрат

на амортизацию, ремонт и общесетевые расходы; λ — поток отказов, $1/(\text{км} \cdot \text{год})$; y — затраты на ликвидацию одного отказа с учетом расхода на компенсацию ущерба от перерывов в подаче тепла, руб/отказ.

На основе (13.97) определяется предельный поток отказов $\lambda_{\text{пр}}$, $1/(\text{км} \cdot \text{год})$, при котором экономически целесообразно сооружение нового теплопровода,

$$\lambda_{\text{пр}} \geq (E + f)k_{\text{тп}}/y. \quad (13.98)$$

Как следует из (13.98), увеличение удельных капитальных затрат $k_{\text{тп}}$ на сооружение нового теплопровода, а также снижение стоимости ликвидации одного отказа y приводят к росту предельного потока отказов $\lambda_{\text{пр}}$, а следовательно, и к увеличению оптимального срока действия теплопровода.

Динамика потока отказов теплопроводов в общем случае зависит от срока их действия.

В качестве одной из возможных зависимостей потока отказов, $1/(\text{км} \cdot \text{год})$, от срока действия теплопровода автором предложено уравнение

$$\lambda = 1 - \frac{1}{(t - t_0)/t_k}, \quad (13.99)$$

где t — срок действия теплопровода, отсчитанный от года ввода в работу, годы; t_0 — наработка на первый отказ, годы; t_k — количество лет после первого отказа, за который поток отказов достигает $\lambda = 1 - 1/e = 0,63$ $1/(\text{км} \cdot \text{год})$.

Значение $\lambda = 0,63$ $1/(\text{км} \cdot \text{год})$ соответствует условию $(t - t_0)/t_k = e$; величины t_0 и t_k характеризуют надежность данной конструкции теплопровода в заданных условиях: с увеличением t_0 и t_k снижается поток отказов и повышается надежность теплопровода.

Если по статистическим данным известны значения t_0 и λ в год t , то параметр t_k может быть рассчитан по формуле

$$t_k = (t - t_0) \ln \left(\frac{1}{1 - \lambda} \right). \quad (13.100)$$

Совместным решением (13.98) и (13.99) из условия $\lambda = \lambda_{\text{пр}}$ определяется оптимальный срок действия теплопровода данной конструкции в данных грунтовых условиях

$$t_{\text{опт}} = t_0 + t_k \ln \left(\frac{1}{(1 - (E_n + f)k_{\text{тп}})/y} \right). \quad (13.101)$$

Затраты на ликвидацию одного отказа y , руб/отказ, представляют собой сумму двух слагаемых

$$y = y_p + y_k, \quad (13.102)$$

где y_p — стоимость ремонта и ввода в работу поврежденного теплопровода после отказа, руб/отказ; y_k — затраты на возмещение ущерба потребителей, вызванного перерывом в подаче теплоты, руб/отказ.

При отсутствии более точных данных средняя стоимость ремонта и ввода в работу поврежденного теплопровода после отказа y_p , руб/отказ, может быть определена по приближенной формуле

$$y_p = m(b + cl)d^{1,2}, \quad (13.103)$$

где m — коэффициент, зависящий от типа теплопровода (подземный, надземный), его конструкции, глубины заложения, конструкции дорожного покрытия. При отсутствии более точных данных рекомендуется для бесканальных теплопроводов в непроходных каналах принимать $m = 6000$. Значения b, c, l, d — см. (11.1).

Затраты на компенсацию ущерба потребителей от перерыва в подаче теплоты за один отказ y_k могут быть определены по формуле

$$y_k = Q_k z_p s_k, \quad (13.104)$$

где Q_k — пропускная способность по теплоте отказавшего теплопровода, МДж/с или Гкал/ч; z_p — время ликвидации одного отказа, с или ч [см. (11.7)]; s_k — удельные за-

траты на компенсацию ущерба от недоотпуска теплоты, руб/МДж или руб/Гкал.

Оптимизация конструкции теплопровода [125а, б]. При решении ряда технико-экономических задач, связанных с выбором оптимальной системы или оптимальных элементов системы теплоснабжения, необходимо учитывать не только начальные затраты и нормативные эксплуатационные издержки, но и затраты, связанные с обеспечением надежности системы теплоснабжения. Оптимальным является решение, при котором удельные расчетные затраты с учетом затрат на ликвидацию отказов и возмещение вызванного ими ущерба у потребителей за срок действия T минимальны:

$$Z = \sum_1^T [(E_n + f)k_{тп} + \lambda_y](1 + \beta)^{T-1}, \quad (13.105)$$

где β — нормативный коэффициент приведения разновременных затрат.

Применительно к решаемой задаче формула (13.105) может быть записана в следующем виде:

$$\begin{aligned} Z = & \sum_{t=1}^{T_n} E_n k_{тп} (1 + \beta)^{T_n-1} + \\ & + \sum_{t=1}^{t_p} f_1 k_{тп} (1 + \beta)^{t_p-1} + \\ & + \sum_{t=1}^{t_{опт}} f_2 k_{тп} (1 + \beta)^{t_{опт}-1} + \\ & + \sum_{t_0}^{t_{опт}} \lambda_{ср} y (1 + \beta)^{t_{опт}-t_0}. \end{aligned} \quad (13.106)$$

Роль отдельных слагаемых в правой части (13.106): первое слагаемое — нормативные отчисления за срок $T_n = 1/E$, второе слагаемое — расходы на реновацию за срок t_p в течение которого накопленные амортизационные отчисления будут $k_{тп1}$; третье слагаемое — постоянные издержки по теплопроводу за время, равное оптимальному

сроку действия теплопровода $t_{опт}$; четвертое слагаемое — расходы на ликвидацию отказов с учетом компенсации ущерба потребителей за перерывы в подаче теплоты за срок действия теплопровода $t_{опт}$; $\lambda_{ср}$ — среднегодовой поток отказов за период от t_0 до $t_{опт}$, $1/(\text{км} \cdot \text{год})$.

На основе (13.99) среднегодовой поток отказов

$$\begin{aligned} \lambda_{ср} &= \frac{1}{(t_{опт} - t_0)} \int_{t_0}^{t_{опт}} \lambda dt = \\ &= \frac{1}{(t_{опт} - t_0)} \left[\int_{t_0}^{t_{опт}} dt - \int_{t_0}^{t_{опт}} \frac{dt}{(t - t_0)/t_k} \right] = \\ &= 1 - \frac{t_k}{(t_{опт} - t_0)} \left(1 - \frac{1}{e^{(t_{опт} - t_0)/t_k}} \right). \end{aligned} \quad (13.107)$$

Пример. Теплопровод с параметрами надежности $t_0 = 10$ лет и $t_k = 25$ лет проработал $t_p = 30$ лет. Определить суммарное число отказов за весь срок действия теплопровода и среднегодовой поток отказов за период $t_p - t_0$.

По (13.107) находим

$$\lambda_{ср} = 1 - \frac{25}{30 - 10} \left(1 - \frac{1}{e^{20/25}} \right) = 0,31.$$

За весь срок работы теплопровода число отказов составило

$$\sum_{t_0}^{t_p} \lambda = (30 - 10) 0,31 = 6,3 \text{ отказа/км.}$$

Во все слагаемые правой части (13.106) в качестве множителя входит среднегодовой расход за некоторый период T . Каждый член этого уравнения имеет следующую структуру:

$$\sum_1^T \frac{A}{T} (1 + \beta)^{T-1}.$$

Для упрощения можно воспользоваться следующим равенством:

$$\sum_1^T \frac{A}{T} (1 + \beta)^{T-1} = pA,$$

где

$$p = \frac{(1 + \beta)^{T-1}}{\beta T}.$$

Сравниваемые конструкции теплопроводов имеют обычно различные показатели надежности t_0 и t_k и в связи с этим различные оптимальные сроки действия $t_{\text{опт}}$.

При проведении технико-экономического сравнения разных конструкций расчетные затраты должны определяться за один и тот же срок, в качестве которого целесообразно принять меньший оптимальный срок действия сравниваемых конструкций теплопроводов $t_{\text{опт}}^{\min}$.

При определении расчетных затрат теплопроводов, имеющих срок действия $t_{\text{опт}} > t_{\text{опт}}^{\min}$, следует из их расчетных затрат вычитать стоимость недовыработанного ресурса данного теплопровода:

$$\Delta K = \left(1 - \frac{t_{\text{опт}}^{\min}}{t_{\text{опт}}} \right) K_n.$$

Оптимальной является конструкция, имеющая наименьшие расчетные затраты 3.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте понятие инвестиций, капитальных затрат и укажите источники финансирования инвестиционной деятельности.
2. Укажите основные условия обеспечения экономической и энергетической сопоставимости вариантов.
3. Что собой представляет поток реальных денег? Приведите формулу для расчета элемента потока реальных денег в год t .
4. Как учитывается фактор времени в технико-экономических расчетах?
5. Приведите формулу для расчета чистого дисконтированного дохода и сформулируй-

те условие эффективности инвестиций при использовании в качестве критерия эффективности ЧДД.

6. Приведите формулу для расчета срока окупаемости и поясните схему его расчета.
7. В чем состоит метод оценки эффективности инвестиций по внутренней норме доходности и индексу доходности?
8. Дайте понятие коммерческой, бюджетной и экономической эффективности инвестиционных проектов
9. Укажите основные критерии оценки эффективности инвестиций без учета дисконтирования.
10. Перечислите методы расчета капитальных вложений в электростанции и котельные установки.
11. Приведите формулу для расчета капитальных затрат в тепловые сети и объясните значения входящих в нее величин.
12. Перечислите экономические элементы сметы затрат на производство и реализацию продукции.
13. Как определяются годовые затраты электроэнергии на перекачку теплоносителя?
14. Приведите основные формулировки задачи оптимизации коэффициента теплофикации. Каковы особенности этих задач и методы их решения?
15. Какие статьи расходов должны учитываться при выборе оптимальной расчетной температуры водяной тепловой сети? Напишите исходное расчетное уравнение для решения этой задачи.
16. Какие статьи расходов должны учитываться при выборе оптимального удельного падения давления в расчетной магистрали? Напишите исходное расчетное уравнение для решения этой задачи.
17. Объясните, почему для данной тепловой сети с заданным количеством насосных подстанций и заданным их расположением произведение $M_0 R_0^{0,19}$ является постоянным, независимо от произвольного выбранного удельного линейного падения давления R_0 .
18. Объясните, почему повышение КПД насосной установки $\eta_{\text{н.у.}}$ и снижение тарифа $t_{\text{э}}$ на электроэнергию приводят к повышению оптимального удельного линейного падения давления R_0 в магистральной тепловой сети.

**Климатические данные по некоторым городам бывшего СССР (на основании СНиП II.А.6-72.
Строительная климатология и геофизика)**

Город	Отопительный период					Лето	
	Продолжи- тельность n , сут	Температура воздуха, °С			Температура воздуха, °С		
		расчетная для проекти- рования		средняя ото- пительного периода	средняя са- мого холод- ного месяца	средняя са- мого жарко- го месяца	средняя в 13 ч самого жаркого ме- сяца (ориен- тировочно)
		отопления $t_{н.о}$	вентиля- ции $t_{н.в}$				
Европейская часть							
Архангельск	251	- 32	- 19	- 4,7	- 12,5	+ 15,6	—
Астрахань	172	- 22	- 8	1,6	- 6,8	+ 25,3	+ 29,3
Баку	119	- 4	+ 1	+ 5,1	+ 3,8	+ 25,7	—
Брянск	206	- 24	- 13	- 2,6	- 8,5	+ 18,4	+ 22,6
Вильнюс	194	- 23	- 9	- 0,9	- 5,5	+ 18,0	—
Воронеж	199	- 25	- 14	- 3,4	- 9,3	+ 19,9	+ 24,1
Волгоград	182	- 22	- 13	- 3,4	- 9,2	+ 24,2	+ 28,6
Екатеринбург	228	- 31	- 20	- 6,4	- 15,3	+ 17,4	+ 21,1
Златоуст	232	- 30	- 20	- 6,6	- 15,4	+ 16,4	+ 20,6
(Челябинская обл.)							
Иваново	217	- 28	- 16	- 4,4	- 11,8	+ 17,4	+ 22,5
Казань	218	- 30	- 18	- 5,7	- 13,5	+ 19,0	+ 24,0
Киев	187	- 21	- 10	- 1,1	- 5,9	+ 19,8	—
Киров	231	- 31	- 19	- 5,8	- 14,2	+ 17,8	+ 21,9
Кишинев	166	- 15	- 7	+ 0,6	- 3,5	+ 21,5	—
Курск	198	- 24	- 14	- 3,0	- 8,6	+ 19,3	+ 23,6
Луганск	180	- 25	- 10	- 1,6	- 6,6	+ 22,3	+ 27,4
Львов	183	- 19	- 7	+ 0,3	- 3,9	+ 18,8	—
Магнитогорск	218	- 34	- 22	- 7,9	- 16,9	+ 18,3	+ 23,6
Махачкала	151	- 14	- 2	+ 2,6	- 0,4	+ 24,7	—
Минск	203	- 25	- 10	- 1,2	- 6,9	+ 17,8	—
Москва	205	- 25	- 14	- 3,2	- 9,4	+ 19,8	+ 21,6
Мичуринск	202	- 26	- 15	- 4,3	- 10,8	+ 20,0	+ 24,5
Мурманск*	281	- 28	- 18	- 3,3	- 10,1	+ 12,4	—
Нижний Новгород	218	- 30	- 16	- 4,7	- 12,0	+ 18,1	+ 21,6
Нижний Тагил (Свер- дловская обл.)	238	- 34	- 21	- 6,6	- 16,1	+ 16,0	+ 21,5
Новороссийск	134	- 13	- 2	+ 4,4	+ 2,6	+ 23,7	—
Одесса	165	- 17	- 6	+ 1,0	- 2,5	+ 22,2	—
Оренбург	201	- 29	- 20	- 8,1	- 14,8	+ 21,9	+ 26,9
Орск (Оренбургская обл.)	- 204	- 29	- 21	- 7,9	- 16,4	+ 21,3	+ 26,3
Пенза	206	- 27	- 17	- 5,1	- 12,1	+ 19,8	+ 24,1
Пермь	226	- 34	- 20	- 6,4	- 15,1	+ 18,1	+ 21,8
Петрозаводск	237	- 29	- 14	- 2,9	—	—	—
Рига	205	- 20	- 9	- 0,6	- 5,0	+ 17,1	—
Ростов-на-Дону	175	- 22	- 8	- 1,1	- 5,7	+ 22,9	+ 27,4
Рязань	212	- 27	- 16	- 4,2	- 11,1	+ 18,8	+ 23,0
Самара	206	- 27	- 18	- 6,1	- 13,8	+ 20,7	+ 24,2
Санкт-Петербург	219	- 25	- 11	- 2,2	- 7,9	+ 17,8	—
Саратов	198	- 25	- 16	- 5,0	- 11,9	+ 22,1	+ 25,7
Смоленск	210	- 26	- 13	- 2,7	- 8,6	+ 17,6	+ 21,1

Город	Продолжи- тельность n , сут	Отопительный период				Лето	
		Температура воздуха, °С				Температура воздуха, °С	
		расчетная для проекти- рования		средняя ото- пительного периода	средняя са- мого холод- ного месяца	средняя са- мого жарко- го месяца	средняя в 13 ч самого жаркого ме- сяца (ориен- тировочно)
отопления $t_{нo}$	вентиля- ции $t_{нв}$						
Европейская часть							
Стерлитамак (Башкир- ская АССР)	210	- 36	- 20	- 7,1	- 15,2	+ 19,6	+ 24,6
Таллинн	221	- 21	- 9	- 0,8	- 5,5	+ 16,6	—
Тбилиси	152	- 7	0	+ 4,2	+ 0,9	+ 24,4	—
Тула	207	- 28	- 14	- 3,8	- 10,1	+ 18,4	+ 22,6
Ульяновск	213	- 31	- 18	- 5,7	- 13,8	+ 19,6	+ 23,8
Уральск (Западно-Ка- захстанская обл.)	199	- 30	- 18	- 6,5	- 14,2	+ 22,6	+ 28,4
Уфа	211	- 29	- 19	- 6,4	- 14,1	+ 19,3	+ 23,4
Харьков	189	- 23	- 11	- 2,1	- 7,3	+ 20,8	+ 25,0
Челябинск	216	- 29	- 20	- 7,1	- 15,5	+ 18,8	+ 22,8
Азиатская часть							
Актюбинск	203	- 31	- 21	- 7,3	- 15,6	+ 22,3	—
Алма-Ата	166	- 25	- 10	- 2,1	- 7,4	+ 23,3	—
Балхаш (Карагандин- ская обл.)	190	- 32	- 20	- 6,9	- 15,2	+ 24,2	+ 27,3
Барнаул	219	- 39	- 23	- 8,3	- 17,7	+ 19,7	+ 24,0
Владивосток	201	- 25	- 16	- 4,8	- 14,4	+ 20,0	—
Енисейск	245	- 47	- 28	- 9,8	- 22	+ 18,4	+ 22,3
Иркутск	241	- 38	- 25	- 8,9	- 20,9	+ 17,6	+ 22,6
Караганда	212	- 32	- 20	- 7,5	- 15,1	+ 20,3	+ 25,1
Красноярск	235	- 40	- 22	- 7,2	- 17,1	+ 18,7	+ 24,2
Кустанай	213	- 35	- 22	- 8,7	- 17,7	+ 20,2	+ 25,0
Минусинск (Краснояр- ский край)	226	- 42	- 27	- 9,5	- 21,2	+ 19,6	+ 25,1
Новосибирск	227	- 39	- 24	- 9,1	- 19,0	+ 18,7	+ 23,0
Омск	220	- 37	- 23	- 7,7	- 19,2	+ 18,3	+ 23,0
Самарканд	132	- 13	+ 3	+ 2,8	- 0,3	+ 25,5	+ 33,1
Семипалатинск	202	- 38	- 21	- 8,0	- 16,2	+ 22,2	—
Ташкент	130	- 15	- 6	+ 2,4	- 0,9	+ 26,9	+ 33,3
Тобольск (Тюменская обл.)	229	- 36	- 22	- 7,0	- 18,5	+ 18,0	+ 21,6
Томск	234	- 40	- 25	- 8,8	- 19,2	+ 18,1	+ 22,5
Тюмень	220	- 35	- 21	- 5,7	- 16,6	+ 18,6	+ 22,4
Улан-Удэ	235	- 38	- 28	- 10,6	- 25,4	+ 19,4	+ 23,1
Хабаровск	205	- 32	- 23	- 10,1	- 22,3	+ 21,1	—
Целиноград	215	- 35	- 22	- 8,7	- 17,4	+ 20,2	+ 25,2
Чита	240	- 38	- 30	- 11,6	- 26,6	+ 18,8	—

Примечания: 1 Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления принята равной средней температуре наиболее холодных пятидневок из восьми наиболее холодных зим за 50 лет.

2. Расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции принята равной средней температуре воздуха наиболее холодного периода, составляющего 15 % общей продолжительности отопительного периода

3 Продолжительность отопительного периода определена по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха + 8 °С и ниже (для городов, отмеченных звездочкой, + 5 °С и ниже).

4. Средняя температура наружного воздуха отопительного периода исчислена как средняя алгебраическая за отопительный период

5. Более поздние данные см. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика. М.: Стройиздат, 1983 [129]

Среднемесячные температуры наружного воздуха для ряда городов бывшего СССР (по данным СНиП П-А-6-72. Строительная климатология и геофизика)

Город	Среднемесячные температуры воздуха, °С									
	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь
Архангельск	+ 8,1	+ 1,4	- 4,5	- 9,81	- 12,5	- 12,0	- 8,0	- 0,6	+ 5,6	+ 12,3
Астрахань	+ 17,3	+ 9,8	+ 2,1	- 3,5	- 6,8	- 5,8	+ 0,1	+ 9,6	+ 17,8	+ 22,8
Барнаул	+ 10,8	+ 2,6	- 8,2	- 15,2	- 17,7	- 16,3	- 9,5	+ 1,8	+ 11,3	+ 17,4
Брянск	+ 11,4	+ 5,1	- 0,8	- 6,0	- 8,5	- 8,3	- 3,6	+ 5,2	+ 12,6	+ 16,6
Великие Луки	+ 10,3	+ 4,9	- 0,6	- 5,7	- 8,2	- 7,9	- 3,9	+ 4,4	+ 11,4	+ 15,1
Волгоград	+ 16,1	+ 7,8	0,0	- 6,1	- 9,2	- 8,7	- 2,3	+ 8,3	+ 16,7	+ 21,6
Вологда	+ 9,0	+ 2,5	- 3,6	- 9,2	- 11,8	- 11,4	- 6,4	+ 2,1	+ 9,5	+ 14,4
Воронеж	+ 12,8	+ 5,6	- 1,1	- 6,7	- 9,3	- 9,2	- 4,1	+ 5,9	+ 14,0	+ 18,0
Гурьев	+ 16,6	+ 8,1	- 0,2	- 6,0	- 10,1	- 9,1	- 2,2	+ 8,9	+ 17,8	+ 23,1
Екатеринбург	+ 9,2	+ 1,3	- 7,1	- 13,3	- 15,3	- 13,4	- 7,3	+ 2,6	+ 10,1	+ 15,6
Енисейск	+ 8,3	- 0,4	- 12,5	- 20,9	- 22,0	- 19,0	- 10,6	- 0,9	+ 7,1	+ 15,0
Златоуст	+ 8,4	+ 0,9	- 7,5	- 13,5	- 15,4	- 13,8	- 8,0	+ 1,8	+ 9,8	+ 14,8
Иваново	+ 9,6	+ 3,1	- 3,5	- 9,3	- 11,8	- 11,3	- 6,2	+ 2,8	+ 10,6	+ 15,2
Иркутск	+ 8,1	+ 0,5	- 10,8	- 18,7	- 20,9	- 18,3	- 9,7	+ 1,0	+ 8,4	+ 14,8
Казань	+ 10,7	+ 3,2	- 4,7	- 11,0	- 13,5	- 12,9	- 7,0	+ 3,3	+ 12,1	+ 16,9
Караганда	+ 11,7	+ 2,8	- 7,0	- 13,3	- 15,1	- 14,5	- 8,7	+ 3,0	+ 12,4	+ 17,9
Киев	+ 13,9	+ 7,5	+ 1,2	- 3,5	- 5,9	- 5,2	- 0,4	+ 7,5	+ 14,7	+ 17,8
Киров	+ 9,0	+ 1,5	- 6,0	- 12,0	- 14,2	- 13,1	- 7,1	+ 2,0	+ 9,8	+ 15,5
Красноярск	+ 9,9	+ 1,4	- 9,1	- 15,9	- 17,1	- 14,7	- 7,6	+ 1,3	+ 8,8	+ 15,8
Махачкала	+ 19,3	+ 13,6	+ 7,0	+ 2,3	- 0,4	+ 0,1	+ 3,4	+ 9,2	+ 16,3	+ 21,5
Мишуринск	+ 12,1	+ 5,2	- 2,0	- 7,6	- 10,8	- 10,2	- 5,1	+ 4,9	+ 13,6	+ 17,8
Москва	+ 11,7	+ 5,0	- 1,6	- 6,9	- 9,4	- 8,5	- 3,6	+ 4,9	+ 12,9	+ 17,0
Нижний Новгород	+ 10,7	+ 3,2	- 3,6	- 9,2	- 12,0	- 11,6	- 5,6	+ 3,4	+ 11,2	+ 16,3
Нижний Тагил	+ 8,2	+ 0,5	- 7,6	- 14,0	- 16,1	- 14,1	- 8,3	+ 1,8	+ 8,7	+ 14,2
Николаев	+ 16,7	+ 10,2	+ 3,8	- 1,2	- 3,6	- 2,9	+ 2,0	+ 9,2	+ 16,2	+ 20,1
Новокузнецк (Кемсровская обл.)	+ 10,0	+ 2,1	- 8,5	- 15,6	- 17,8	- 15,6	- 8,4	+ 1,4	+ 9,8	+ 16,2
Новороссийск	+ 19,2	+ 14,2	+ 8,6	+ 5,0	+ 2,6	+ 2,7	+ 5,8	+ 10,6	+ 15,9	+ 20,2
Новосибирск	+ 9,9	+ 1,5	- 9,7	- 16,9	- 19,0	- 17,2	- 10,7	- 0,1	+ 10,0	+ 16,3
Одесса (обсерватория)	+ 16,9	+ 11,4	+ 5,3	+ 0,2	- 2,5	- 2,0	+ 2,0	+ 8,2	+ 15,0	+ 19,4
Омск	+ 10,4	+ 1,4	- 8,9	- 16,5	- 19,2	- 17,8	- 11,8	+ 1,3	+ 10,7	+ 16,6
Оренбург	+ 13,3	+ 4,6	- 4,4	- 11,5	- 14,8	- 14,2	- 7,7	+ 4,7	+ 14,7	+ 19,8
Пермь	+ 9,4	+ 1,6	- 6,6	- 12,9	- 15,1	- 13,4	- 7,2	+ 2,6	+ 10,2	+ 16,0
Петрозаводск	+ 9,2	+ 3,3	- 2,1	- 7,1	- 9,7	- 9,8	- 5,9	+ 1,2	+ 7,6	+ 13,5
Пятигорск	+ 15,6	+ 9,5	+ 2,8	- 1,8	- 4,1	- 3,2	+ 1,1	+ 8,3	+ 14,7	+ 18,7
Ростов-на-Дону	+ 16,2	+ 9,2	+ 2,2	- 3,1	- 5,7	- 5,1	+ 0,2	+ 9,0	+ 16,4	+ 20,0
Рязань	+ 11,2	+ 4,2	- 2,6	- 8,2	- 11,1	- 10,4	- 5,4	+ 4,1	+ 12,6	+ 16,7
Самара	+ 12,4	+ 4,2	- 4,1	- 10,7	- 13,8	- 13,0	- 6,8	+ 4,6	+ 14,0	+ 18,7
Санкт-Петербург	+ 10,8	+ 4,8	- 0,5	- 5,1	- 7,7	- 7,9	- 4,2	+ 3,0	+ 9,6	+ 14,8
Саратов	+ 14,1	+ 5,7	- 2,4	- 8,7	- 11,9	- 11,3	- 5,2	+ 5,8	+ 15,1	+ 20,0
Семипалатинск	+ 13,4	+ 4,6	- 6,4	- 13,5	- 16,2	- 15,4	- 8,5	+ 4,5	+ 14,1	+ 20,0
Сочи	+ 19,1	+ 14,8	+ 10,4	+ 7,2	+ 4,9	+ 5,3	+ 7,6	+ 11,1	+ 15,7	+ 19,7
Ташкент	+ 19,4	+ 12,6	+ 6,4	+ 1,6	- 0,9	+ 2,0	+ 7,6	+ 14,4	+ 20,0	+ 24,7
Тверь	+ 9,9	+ 3,9	- 2,2	- 7,3	- 10,4	- 10,0	- 5,2	+ 3,3	+ 11,0	+ 14,8
Тобольск	+ 9,5	+ 0,8	- 9,3	- 16,4	- 18,5	- 16,1	- 9,2	+ 1,3	+ 9,1	+ 15,8
Томск	+ 9,2	+ 0,9	- 10,4	- 17,5	- 19,2	- 16,7	- 10,1	- 0,1	+ 8,6	+ 15,3
Тюмень	+ 10,1	+ 1,8	- 7,4	- 14,4	- 16,6	- 14,8	- 8,0	+ 2,7	+ 10,7	+ 16,7
Уральск	+ 13,7	+ 5,1	- 3,6	- 10,6	- 14,2	- 13,8	- 7,3	+ 5,5	+ 14,9	+ 20,2
Уфа	+ 11,4	+ 3,0	- 5,5	- 11,9	- 14,1	- 13,4	- 6,7	+ 4,0	+ 12,8	+ 17,7
Харьков	+ 14,0	+ 7,1	+ 0,3	- 4,8	- 7,3	- 6,9	- 1,7	+ 7,7	+ 15,1	+ 18,6
Челябинск	+ 10,8	+ 2,4	- 6,4	- 13,0	- 15,5	- 14,3	- 7,9	+ 3,1	+ 11,9	+ 17,3
Ялта	+ 19,1	+ 14,2	+ 9,3	+ 6,1	+ 4,0	+ 3,8	+ 5,9	+ 10,3	+ 15,6	+ 20,3

Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха,
равной и ниже данной (для ориентировочных расчетов)

Город	Температура наружного воздуха, °С										
	Ниже – 45	– 40	– 35	– 30	– 25	– 20	– 15	– 10	– 5	0	+ 8
<i>Европейская часть</i>											
Архангельск	—	1	10	48	150	380	820	1580	2670	4300	6024
Астрахань	—	—	—	3	32	114	291	601	1238	2460	4128
Баку	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2860
Брянск	—	—	—	2	17	89	356	870	1730	3210	4950
Вильнюс	—	—	—	—	3	23	130	415	1040	2930	4650
Воронеж	—	—	—	7	34	144	470	1020	1850	3380	4780
Волгоград	—	—	—	1	13	126	420	930	1650	3100	4368
Екатеринбург	—	1	11	54	198	494	1070	1980	3020	4000	5470
Златоуст (Челябин- ская обл.)	—	—	5	48	190	490	1100	2050	3060	4200	5560
Иваново	—	—	5	42	102	275	635	1300	2070	3800	5210
Казань	—	—	1	20	117	328	790	1520	2480	3800	5230
Киев	—	—	—	1	5	36	165	502	1128	2352	4484
Киров	—	—	6	61	173	428	960	1750	2790	4080	5550
Кишинев	—	—	—	—	—	2	46	226	615	2140	3980
Курск	—	—	—	3	15	97	343	872	1740	3260	4750
Луганск	—	—	—	1	8	61	222	605	1260	2760	4320
Львов	—	—	—	—	1	7	40	210	705	2260	4400
Магнитогорск	—	7	26	65	190	566	1250	2560	3360	4100	5250
Махачкала	—	—	—	—	—	3	18	72	260	1030	3620
Минск	—	—	—	4	19	71	232	635	1344	2745	4860
Москва	—	—	3	15	47	172	418	905	1734	3033	4910
Мурманск	—	—	—	6	38	135	452	1117	2276	4002	6740
Нижний Новгород	—	—	2	25	99	281	685	1350	2320	3820	5230
Нижний Тагил (Свердловская обл.)	—	5	19	50	154	465	1030	2340	3300	4080	5700
Новоросийск	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3220
Одесса	—	—	—	—	—	5	26	156	544	1950	3960
Оренбург	—	—	5	35	166	500	1060	1810	2640	3770	4820
Орск (Оренбургская обл.)	—	—	3	30	202	620	1250	2010	2760	3900	4890
Пенза	—	—	2	11	55	232	670	1420	2390	3670	4950
Пермь	—	3	15	75	220	504	1050	1840	2850	4080	5420
Петрозаводск	—	—	—	4	40	172	480	1070	2050	3890	5690
Рига	—	—	—	—	2	17	94	362	935	2880	4920
Ростов-на-Дону	—	—	—	—	5	41	178	494	1130	2720	4200
Рязань	—	—	1	13	58	187	540	1170	2080	3620	5100
Самара	—	—	1	10	114	400	890	1490	2360	3780	4950

Город	Температура паружного воздуха, °C										
	Ниже – 45	– 40	– 35	– 30	– 25	– 20	– 15	– 10	– 5	0	+ 8
<i>Европейская часть</i>											
Санкт-Петербург	—	—	—	—	21	83	273	708	1533	2878	5240
Саратов	—	—	—	2	38	232	665	1320	2200	2570	4780
Смоленск	—	—	—	2	23	112	381	964	1852	3241	5050
Таллинн	—	—	—	—	1	19	136	453	1132	2439	5300
Тбилиси	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3650
Тверь	—	—	—	14	48	160	516	1080	2020	3620	5250
Тула	—	—	2	10	24	70	206	456	2440	3500	4960
Ульяновск	—	—	—	12	94	330	800	1560	2420	3660	5110
Уральск (Западно-Казахстанская обл.)	—	—	2	17	98	362	855	1570	2380	3620	4770
Уфа	—	—	5	40	160	436	980	1780	2770	3900	5060
Харьков	—	—	—	1	10	55	254	656	1420	3060	4550
Челябинск	—	—	7	39	166	520	1110	1950	2980	3920	5180
<i>Азиатская часть</i>											
Актюбинск	—	—	1	22	154	480	1060	1760	2610	3800	4900
Алма-Ата	—	—	12	31	122	300	622	1102	1810	2820	4000
Барнаул	1	12	52	170	415	792	1430	2260	3120	4130	5250
Владивосток	—	—	—	—	2	91	518	1350	2210	3320	4820
Иркутск	—	7	58	172	458	864	1730	2600	3300	4320	5780
Караганда	—	3	35	109	276	584	1070	1870	2820	4020	5080
Красноярск	1	18	82	210	468	828	1360	2110	3000	4050	5650
Кустанай	—	3	8	75	320	776	1430	2220	3080	4050	5110
Минусинск (Красноярский край)	—	25	105	282	600	1065	1660	2390	3140	4130	5430
Новосибирск	—	15	89	205	488	910	1550	2430	3290	4270	5450
Омск	1	6	64	195	485	950	1660	2480	3310	4250	5280
Самарканд	—	—	—	—	—	—	10	74	298	744	3170
Семипалатинск	—	6	49	130	320	692	1280	2000	2860	3860	4850
Ташкент	—	—	—	—	—	7	54	178	459	1206	3120
Тобольск (Тюменская обл.)	—	6	43	158	386	820	1500	2360	3290	4070	5500
Томск	3	17	82	228	500	932	1600	2500	3360	4400	5600
Тюмень	—	5	25	118	294	670	1270	2120	3050	4050	5280
Хабаровск	—	—	2	53	348	1050	1880	2600	3240	3900	4920
Чита	—	22	146	478	1050	1800	2540	3160	3340	4400	5760

Удельные теплопотери q_0 и удельные расходы теплоты на вентиляцию q_v промышленных, служебных и общественных зданий (для ориентировочных расчетов)

А. Промышленные здания

Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс. м ³	Удельная характеристика, Дж/(с · м ³ · °С)	
		для отопления q_0	для вентиляции q_v
Чугунолитейные цехи	10—50	0,35—0,29	1,28—1,17
	50—100	0,29—0,25	1,17—1,05
	100—150	0,25—0,21	1,05—0,95
Сталелитейные цехи	10—50	0,35—0,29	1,12—0,97
	50—100	0,29—0,25	0,97—0,85
	100—150	0,25—0,21	0,86—0,80
Меднолитейные цехи	5—10	0,47—0,42	2,80—2,36
	10—20	0,42—0,29	2,36—1,86
	20—30	0,29—0,24	1,86—1,38
Термические цехи	до 10	0,47—0,35	1,52—1,40
	10—30	0,35—0,29	1,40—1,17
	30—75	0,29—0,24	1,17—0,70
Кузнечные цехи	До 10	0,47—0,35	0,80—0,70
	10—50	0,35—0,29	0,70—0,58
	50—100	0,29—0,18	0,58—0,35
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	5—10	0,65—0,53	0,47—0,29
	10—50	0,53—0,47	0,29—0,17
	50—100	0,47—0,44	0,17—0,14
	100—200	0,44—0,42	0,14—0,10
Деревообделочные цехи	До 5	0,69—0,64	0,69—0,58
	5—10	0,64—0,53	0,58—0,53
	10—50	0,53—0,47	0,53—0,47
Цехи металлических покрытий	50—100	0,45—0,42	0,61—0,53
	100—150	0,42—0,35	0,53—0,42
Цехи покрытий металлами	До 2	0,75—0,69	5,85—4,70
	2—5	0,69—0,64	4,70—3,45
	5—10	0,64—0,53	3,45—2,36
Ремонтные цехи	5—10	0,69—0,58	0,23—0,18
	10—20	0,58—0,53	0,18—0,12
Локомотивные депо	До 5	0,81—0,75	0,47—0,35
	5—10	0,75—0,69	0,35—0,29

А Промышленные здания

Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс м ³	Удельная характеристика, Дж/(с · м ³ · °С)	
		для отопления q_o	для вентиляции q_v
Склады химикатов, красок и т.п.	До 1	1,0—0,86	—
	1—2	0,86—0,75	—
	2—5	0,75—0,67	0,7—0,53
Склады моделей и главные магазины	1—2	0,95—0,80	—
	2—5	0,80—0,70	—
	5—10	0,70—0,53	—
Бытовые и административные вспомогательные помещения	0,5—1	0,70—0,53	—
	1—2	0,53—0,47	—
	2—5	0,47—0,39	0,17—0,14
	5—10	0,39—0,35	0,14—0,13
	10—20	0,35—0,29	0,13—0,11
Проходные	До 0,5	1,53—1,40	—
	0,5—2,0	1,40—0,80	—
	2—5	0,80—0,58	0,18—0,12
Казармы и помещения ВОХР	5—10	0,44—0,39	—
	10—15	0,39—0,36	—

Б Удельные расходы теплоты на вентиляцию служебных и общественных зданий, Дж/(с · м³ · °С)

Назначение зданий	q_v	Назначение зданий	q_v
Административные здания, здания научно-исследовательских и проектных институтов	0,21	Больницы	0,35
		Бани, лаборатории	1,20
Клубы	0,24	Прачечные	0,94
Театры и кинотеатры	0,48	Предприятия общественного питания, гаражи	0,84
Магазины, учебные заведения, пожарные депо	0,12	Детские ясли-сады	0,12
Поликлиники, диспансеры, амбулатории	0,29	Школы общеобразовательные	0,10

Примечание. При отсутствии перечня общественных зданий можно принимать для ориентировочных расчетов $q_v = 0,235$ Дж/(с · м³ · °С) для суммарного объема всех общественных зданий

**Укрупненные показатели максимального теплового потока на отопление
жилых зданий на 1 м² общей площади q_0 , Вт**

Этажность жилой постройки	Характеристи- ка зданий	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления t_o , °C										
		-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
Для постройки до 1985 г.												
1—2	Без учета вне- дрения энерго- сберегающих мероприятий	148	154	160	205	213	230	234	237	242	255	271
3—4		95	102	109	117	126	134	144	150	160	169	179
5 и более		65	70	77	79	86	88	98	102	109	115	122
1—2	С учетом вне- дрения энерго- сберегающих мероприятий	147	153	160	194	201	218	222	225	230	242	257
3—4		90	97	103	111	119	128	137	140	152	160	171
5 и более		65	69	73	75	82	88	92	96	103	109	116
Для постройки после 1985 г.												
1—2	По новым типо- вым проектам	145	152	159	166	173	177	180	187	194	200	208
3—4		74	80	86	91	97	101	103	109	116	123	130
5 и более		65	67	70	73	81	87	87	95	100	102	108,5

Примечания: 1 Энергосберегающие мероприятия обеспечиваются проведением работ по утеплению зданий при капитальных и текущих ремонтах, направленных на снижение тепловых потерь

2 Укрупненные показатели зданий по новым типовым проектам приведены с учетом внедрения прогрессивных архитектурно-планировочных решений и применения строительных конструкций с улучшенными теплофизическими свойствами, обеспечивающими снижение тепловых потерь

Нормы расхода горячей воды (СНиП 02.04.01-85 «Внутренний водопровод и канализация зданий»)

Потребитель	Единица измерения	Расход		
		средне-дельный, л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	максимально часовой, л/ч
Жилые дома квартирного типа, оборудованные:				
умывальниками, мойками и душами	1 житель	85	100	7,9
сидячими ваннами и душами		90	110	9,2
ваннами длиной от 1,5 до 1,7 м и душами		105	120	10
Жилые дома квартирного типа при высоте зданий более 12 этажей и повышенном благоустройстве		115	130	10,9
Общежития:				
с общими душевыми	1 житель	50	60	6,3
с душевыми во всех комнатах		60	70	8,2
с общими кухнями и блоками душевых на этажах		80	90	7,5
Гостиницы, пансионаты и мотели с общими ваннами и душами	1 житель	70	70	8,2
Гостиницы и пансионаты с душами во всех номерах		140	140	12
Гостиницы с ваннами в отдельных номерах:				
в 25 % от общего числа номеров		100	100	10,4
то же в 75 %		150	150	15
во всех номерах		180	180	16
Больницы.				
с общими ваннами и душевыми	1 койка	75	75	5,4
с санитарными узлами, приближенными к палатам		90	90	7,7
инфекционные		110	110	9,5
Санатории и дома отдыха:				
с ваннами при всех жилых комнатах	1 койка	120	120	4,9
с душевыми при всех жилых комнатах		75	75	8,2
Поликлиники и амбулатории	1 больной в смену	5,2	6	1,2
Прачечные:				
механизированные	1 кг сухого белья	25	25	25
немеханизированные		15	15	15
Административные здания	1 работающий	5	7	2
Учебные заведения (в том числе высшие и средние специальные) с душевыми при гимнастических залах и буфетами	1 учащийся и 1 преподаватель	6	8	1,2

Потребитель	Единица измерения	Расход		
		средне-дельный, л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	максимально часовой, л/ч
Профессионально-технические училища	То же	8	9	1,4
Предприятия общественного питания				
для приготовления пищи, реализуемой в обеденном зале	1 блюдо	12,7	12,7	12,7
то же продаваемой на дом		11,2	11,2	11,2
Магазины				
продовольственные	1 работающий в смену	65	65	9,6
промтоварные		5	7	2
Стадионы и спортзалы				
для зрителей	1 место	1	1	0,1
для физкультурников	1 физкультурник	30	30	2,5
для спортсменов	1 спортсмен	60	60	5
Бани				
для мытья в мыльной с ополаскиванием в душе		—	120	120
то же с приемом оздоровительных процедур		—	190	190
душевая кабина		—	240	240
ванна кабина		—	360	360
Душевые в бытовых помещениях промышленных предприятий	1 душевая сетка в смену	—	270	270

Расчетная тепловая нагрузка на одного жителя, кДж/с (Мкал/ч) (для ориентировочных расчетов)

Потребление	Район				
	Сибирь, Урал и север европейской части страны	Средняя полоса европейской части страны и северная часть Средней Азии	Южная часть европейской части страны	Крым, Кавказ и юг Средней Азии	Примечание
Отопление и вентиляция жилых зданий	1,44 (1,23)	1,28 (1,10)	1,04 (0,90)	0,82 (0,70)	—
Отопление и вентиляция общественных зданий	0,35 (0,30)	0,31 (0,27)	0,28 (0,24)	0,20 (0,175)	—
Горячее водоснабжение	0,32 (0,275)	0,32 (0,275)	0,32 (0,275)	0,32 (0,275)	Дома с ваннами
Бани	0,03 (0,026)	0,03 (0,026)	0,03 (0,026)	0,03 (0,026)	—
Прачечные	0,07 (0,06)	0,07 (0,06)	0,07 (0,06)	0,07 (0,06)	—
Предприятия общественного питания	0,18 (0,15)	0,18 (0,15)	0,18 (0,15)	0,18 (0,15)	Полиный пансион (3-разовое питание)
Итого	2,39 (2,04)	2,19 (1,88)	1,92 (1,65)	1,62 (1,39)	

Примечания: 1. Расчетные наружные температуры для отопления, °С: Сибирь, Урал и север европейской части страны –35; средняя полоса европейской части страны и северная часть Средней Азии –25; южная часть европейской части страны –15; Крым, Кавказ и юг Средней Азии –5.

2. Отопительная характеристика жилых зданий $q_0 = 0,49 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{К}) = 0,42 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С})$.

3. Объем жилых зданий на одного жителя 55 м^3 . Расчетный расход теплоты на вентиляцию жилых зданий равен 10 % расчетного расхода теплоты на отопление.

4. Объем общественных зданий на одного жителя составляет 12 м^3 . Расчетный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий равен 25 % расчетного расхода теплоты на отопление.

5. Расход горячей воды равен 100 л на одного жителя в сутки. Температура горячей воды 60 °С.

6. Расход теплоты на баню составляет 25 000 кДж (6000 ккал) на одну помывку; две помывки на жителя в месяц и 15 ч использования максимума тепловой нагрузки в сутки.

7. Расход теплоты на прачечную равен 6700 кДж (1600 ккал) на 1 кг сухого белья; 16 кг сухого белья на 1 чел. в месяц и 15 ч использования максимума в сутки.

8. Расход теплоты на общественное питание составляет 3140 кДж (750 ккал) на 1 чел. в сутки и 5 ч использования максимума в сутки.

Годовой расход теплоты на одного жителя, ГДж (Гкал) (для ориентировочных расчетов)

Потребление	Район				
	Сибирь, Урал и север европейской части страны	Средняя полоса европейской части страны и северная часть Средней Азии	Южная часть европейской части	Крым, Кавказ и юг Средней Азии	Примечание
Отопление и вентиляция жилых зданий	13,90 (3,22)	11,0 (2,62)	6,90 (1,66)	3,85 (0,92)	—
Отопление и вентиляция общественных зданий	3,40 (0,81)	2,60 (0,61)	1,60 (0,38)	1,15 (0,26)	—
Горячее водоснабжение	8,15 (1,95)	8,15 (1,95)	8,15 (1,95)	8,15 (1,95)	Дома с ваннами
Бани	0,65 (0,15)	0,64 (0,15)	0,64 (0,15)	0,64 (0,15)	—
Прачечные	1,24 (0,30)	1,24 (0,30)	1,24 (0,30)	1,24 (0,30)	—
Предприятия общественного питания	1,17 (0,28)	1,17 (0,28)	1,17 (0,28)	1,17 (0,28)	Полный пансион
Итого	28,50 (6,81)	24,80 (5,91)	19,70 (4,72)	16,20 (3,86)	—

Примечания: 1. Длительность отопительного сезона, ч: Сибирь, Урал и север европейской части страны — 5400; средняя полоса европейской части страны и север Средней Азии — 4800—4600; юг европейской части страны 3800—3200; Крым, Кавказ и Средняя Азия — 3000—2600.

2. Число часов использования расчетной тепловой нагрузки, ч: бани и прачечные — 5000, предприятия общественного питания 1800.

Основные физические константы воды

Температура t , °C	Теплоемкость c , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	Плотность ρ , кг/м^3	Теплопроводность λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	Абсолютная вязкость $10^6 \eta$, $\frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	Кинематическая вязкость $10^8 \nu$, $\text{м}^2/\text{с}$	Температуропроводность $10^7 a$, $\text{м}^2/\text{с}$	Критерий Прандтля $\frac{\nu}{a}$
0	4,2	999,9	0,556	182,9	1,795	1,314	13,66
10	4,2	999,7	0,576	133,5	1,310	1,372	9,54
20	4,2	998,2	0,599	102,8	1,010	1,429	7,07
30	4,2	995,7	0,618	81,6	0,804	1,478	5,44
40	4,2	992,2	0,631	66,6	0,659	1,522	4,33
50	4,2	988,1	0,643	56,0	0,556	1,558	3,57
60	4,2	983,2	0,656	47,9	0,478	1,592	3,00
70	4,2	977,8	0,664	41,5	0,416	1,615	2,68
80	4,2	971,8	0,668	36,4	0,367	1,639	2,24
90	4,2	965,3	0,678	32,3	0,328	1,668	1,97
100	4,25	958,4	0,682	28,9	0,296	1,682	1,76
120	4,3	943,4	0,686	23,7	0,246	1,705	1,44
140	4,3	926,4	0,686	20,0	0,212	1,722	1,23
160	4,35	907,5	0,684	17,7	0,192	1,734	1,11
180	4,45	887	0,675	15,7	0,174	1,720	1,01
200	4,53	865	0,665	14,3	0,162	1,700	0,95

Примечание: $\eta = M/g$; $\nu = g\eta/\rho$; $a = \lambda/\rho c$; M — динамическая вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$ [$\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м})$].

Коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов

Наименование	ξ	Примечание
Клапаны проходные, $d = 50—400$ мм	4—8	—
Клапаны «Косва»	0,5—2,0	—
Задвижки нормальные	0,3—0,5	—
Кран угловой	0,4	—
Кран проходной	0,6—2,0	В зависимости от сечения отверстия
Компенсатор:		
лировидный гладкий	1,7	—
волнистый	2,5	—
сальниковый	0,2	—
Водоотделитель	8—12	—
Грязевик	4—6	—
Угольник 90°	1,0	—
Колена 90°:		
гнутые гладкие, $R = d$	1,0	—
гладкие, $R = 2d$	0,7	—
гладкие, $R = 4d$	0,3	—
гладкие, $R > 4d$	0,05—0,2	—
Сварное колено (один шов):		
$\beta = 22,5^\circ$, кл. 1	0,11	—
$\beta = 45^\circ$	0,32	—
$\beta = 60^\circ$	0,68	—
$\beta = 90^\circ$	1,27	—
Тройник (встречный ток), кл. 2	3,0	—
Входные насадки, кл. 3	1,0	Острая кромка
Входные насадки, кл. 4	0,5—1,0	—
Входные насадки с плавным изменением сечения, кл. 5	0,3—0,6	В зависимости от гладкости
Труба Вентури, кл. 6	$(0,15—0,2) [1 - (F_1/F_2)^2]$	Наивыгоднейший угол $\beta = 6—8^\circ$

Трубы стальные

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Условный проход d_o , мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300	350
Наружный диаметр d_n , мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	325	377
Внутренний диаметр d_v , мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	309	359
Толщина стенки δ , мм	2,5	2,5	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9
Масса 1 м трубы, кг	2,15	2,6	4,0	5,4	7,3	10,2	12,7	17,2	23,2	31,5	46,7	62,5	81,5
Площадь поперечного сечения в свету $10^4 F$, м^2	8,2	12,6	20,4	38,5	53,4	78,6	123	177	267	334	527	754	1020
Поверхность 1 м длины трубопровода, м^2	0,119	0,141	0,179	0,238	0,279	0,339	0,418	0,499	0,610	0,688	0,860	1,02	1,18
Экваториальный момент инерции $10^8 J_x$, м^4	4,42	7,90	19,5	46	80,5	190	339	653	1250	2300	5250	10 500	18 000
Экваториальный момент сопротивления $10^6 W$, м^3	2,33	3,52	6,85	12,1	18,1	35,2	51	82,1	129	210	384	645	950

Окончание прилож. 11

1	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Условный проход d_o , мм	400	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400
Наружный диаметр d_n , мм	426	426	480	530	630	720	820	920	1020	1120	1220	1420
Внутренний диаметр d_v , мм	408	414	466	514	612	700	800	898	996	1096	1192	1392
Толщина стенки δ , мм	9	6	7	8	9	10	10	11	12	12	14	14
Масса 1 м трубы, кг	91,6	62,0	80,5	103	137	174	200	246	298	326	415	482
Площадь поперечного сечения в свету $10^4 F$, м^2	1310	1350	1695	2070	2950	3850	5020	6360	7840	9440	11200	15300
Поверхность 1 м длины трубопровода, м^2	1,34	1,34	1,51	1,66	1,97	2,18	2,48	2,80	3,17	3,52	3,83	4,47
Экваториальный момент инерции $10^8 J_x$, м^4	28 000	19 500	29 000	46 000	80 000	145 000	205 000	365 000	450 000	650 000	1 000 000	1 600 000
Экваториальный момент сопротивления $10^6 W$, м^3	1310	920	1210	1730	2740	4040	5000	7950	8800	11 600	16 300	22 500

Примечание. Материал и тип труб для $d_o = 32—400$ мм — бесшовные горячекатаные и холоднокатаные, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20. ГОСТ 8731-87 и ГОСТ 8733-87. Для $d_o = 400—1400$ мм — стальные электросварные с двухсторонним прямошовным или спиральным швом, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20. ГОСТ 10706-76, группа А; ГОСТ 8696-74*, группы А и В.

Основные технические характеристики сетевых насосов типа СЭ по ГОСТ 22465-77*

Тип насоса	Подача V , $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	Напор H , м	Допустимый кавитационный запас, м	Давление на входе в насос, $\frac{\text{МПа}}{\text{м}}$	Частота вращения, 1/мин	Температура воды, °С	Мощность, кВт	КПД %, не менее	Характеристика насоса	
									$H_{0\text{н}}$, м	$S_{0\text{н}}$, $\frac{\text{м} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^6}$
СЭ-160-50	$\frac{160}{0,0444}$	50	5,5	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	29	73		
СЭ-160-70	$\frac{160}{0,0444}$	70	5,5	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	37	79		
СЭ-160-100	$\frac{160}{0,0444}$	100	5,5	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	59	71		
СЭ-250-50	$\frac{250}{0,0625}$	50	7,0	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	41	80		
СЭ-320-110	$\frac{320}{0,89}$	110	8,0	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	114	80		
СЭ-500-70-11	$\frac{500}{0,14}$	70	10,0	$\frac{1,08}{110}$	3000	180	103	82	92,6	103
СЭ-500-70-16	$\frac{500}{0,14}$	70	10,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	103	82		
СЭ-500-140	$\frac{500}{0,14}$	140	10,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	210	81		
СЭ-800-55-11	$\frac{800}{0,222}$	55	5,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	132	81	61,3	134
СЭ-800-55-16	$\frac{800}{0,222}$	55	5,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	132	81		
СЭ-800-100-11	$\frac{800}{0,222}$	100	5,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	243	80	133,9	615
СЭ-800-100-16	$\frac{800}{0,222}$	100	5,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	243	80		
СЭ-800-160	$\frac{800}{0,222}$	160	14,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	378	82		
СЭ-1250-45-11	$\frac{1250}{0,348}$	45	7,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	166	82		
СЭ-1250-45-25	$\frac{1250}{0,348}$	45	7,5	$\frac{2,45}{250}$	1500	180	166	82		
СЭ-1250-70-11	$\frac{1250}{0,348}$	70	7,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	260	82	90,9	183
СЭ-1250-70-16	$\frac{1250}{0,348}$	70	7,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	260	82		

Тип насоса	Поддача $\frac{1}{\text{с}}$ $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	Напор H , м	Допустимый кавитационный запас, м	Давление на входе в насос, МПа м	Частота вращения, 1/мин	Температура воды, °С	Мощность, кВт	КПД %, не менее	Характеристика насоса	
									H_{0H} , м	$\frac{S_{0H}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$ м
СЭ-1250-100	$\frac{1250}{0,348}$	100	7,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	370	82	—	—
СЭ-1250-140-11	$\frac{1250}{0,348}$	140	7,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	518	82	169,8	246
СЭ-1250-140-16	$\frac{1250}{0,348}$	140	7,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	518	82	—	—
СЭ-1600-50	$\frac{1600}{0,445}$	50	8,5	$\frac{2,45}{250}$	1500	180	234	83	—	—
СЭ-1600-80	$\frac{1600}{0,445}$	80	8,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	388	80	—	—
СЭ-2000-100	$\frac{2000}{0,556}$	100	22,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	572	85	—	—
СЭ-2000-140	$\frac{2000}{0,556}$	140	22,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	810	84	—	—
СЭ-2500-60-11	$\frac{2500}{0,695}$	60	12,0	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	422	86	81,0	40,6
СЭ-2500-60-25	$\frac{2500}{0,695}$	60	12,0	$\frac{2,45}{250}$	1500	180	422	86	—	—
СЭ-2500-180-16	$\frac{2500}{0,695}$	180	28,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	1380	84	249,7	142
СЭ-2500-180-10	$\frac{2500}{0,695}$	180	28,0	$\frac{0,98}{100}$	3000	180	1380	84	—	—
СЭ-3200-70	$\frac{3200}{0,888}$	70	15,0	$\frac{0,98}{100}$	1500	120	672	86	—	—
СЭ-3200-100	$\frac{3200}{0,888}$	100	15,0	$\frac{0,98}{100}$	1500	120	898	86	—	—
СЭ-3200-160	$\frac{3200}{0,888}$	160	32,0	$\frac{0,98}{100}$	3000	120	1530	86	—	—
СЭ-5000-70-6	$\frac{5000}{1,39}$	70	15,0	$\frac{0,59}{60}$	1500	120	1035	87	104,9	18,3
СЭ-5000-70-10	$\frac{5000}{1,39}$	70	15,0	$\frac{0,98}{100}$	1500	120	1035	87	—	—
СЭ-5000-100	$\frac{5000}{1,39}$	100	15,0	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	1340	87	—	—
СЭ-5000-160	$\frac{5000}{1,39}$	160	40,0	$\frac{0,98}{100}$	3000	120	2370	87	236,6	37,6

Основные технические характеристики сетевых насосов типа Д по ГОСТ 10272-87

Тип насоса*	Подача V , $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	Напор H , м	Допустимый кавитационный запас, м		Частота вращения,	Мощность, кВт	КПД %, не менее	Характеристики насоса	
			Номинальный режим	Перегрузочный режим				$H_{0\text{н}}$, м	$S_{0\text{н}}$, $\frac{\text{м} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^6}$
Д200-95 (4НДв)	$\frac{200}{0,055}$	95	8,5	9,5	2950	80	70	116,7	7100
Д250-130	$\frac{250}{0,070}$	130	8,0	10	—	145	72	—	—
Д320-70 (6НДс)	$\frac{320}{0,089}$	70	8,5	10	—	85	78	92,9	3000
Д200-36 (5НДв)	$\frac{200}{0,055}$	36	3,0	6,0	1450	35	72	46,4	2700
Д320-50 (6НДв)	$\frac{320}{0,089}$	50	4,5	8,0	—	60	76	61,1	1500
Д500-65 (10Д-6)	$\frac{500}{0,138}$	65	4,0	8,0	—	130	76	—	—
Д630-90 (6НДв)	$\frac{630}{0,175}$	90	6,5	10,0	—	230	80	98,8	290
Д800-57 (12Д9)	$\frac{800}{0,222}$	57	5,0	8,0	—	170	82	—	—
Д1250-65 (12НДс)	$\frac{1250}{0,346}$	65	7,0	12,0	—	260	86	76,3	96
Д1250-125 (14Д6)	$\frac{1250}{0,346}$	125	7,5	11,5	—	620	76	—	—
Д1600-90 (14НДс)	$\frac{1600}{0,455}$	90	8,0	13,0	—	500	87	—	—
Д500-36 (8НДв)	$\frac{500}{0,138}$	36	5,0	7,5	980	100	80	48,7	670
Д800-28 (12НДс)	$\frac{800}{0,222}$	28	4,5	7,0	—	100	86	37,5	200
Д100-40 (14НДс)	$\frac{1000}{0,277}$	40	4,0	9,5	—	150	87	48,8	110
Д2000-21 (16НДн)	$\frac{2000}{0,565}$	21	5,5	12,0	—	150	80	—	—
Д2000-100 (20Д-6)	$\frac{2000}{0,555}$	100	6,5	7,0	—	760	75	—	—

Тип насоса*	Подача V , $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	Напор H , м	Допустимый кавитационный запас, м		Частота вращения, 1/мин	Мощность, кВт	КПД %, не менее	Характеристика насоса	
			Номинальный режим	Перегрузочный режим				H_0 н, м	S_0 н, $\frac{\text{м} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^6}$
Д2500-62 (18НДс)	$\frac{2500}{0,693}$	62	6,5	11,0	—	500	87	91,6	60
Д3200-33 (20НДс)	$\frac{3200}{0,89}$	33	7,0	9,0	—	400	88	87,1	70
Д3200-75 (20НДс)	$\frac{3200}{0,89}$	75	8,5	12,0	—	800	87	90,2	20
Д4000-95 (22НДс)	$\frac{4000}{1,11}$	95	8,0	12,0	—	1350	88	—	—
Д1250-14 (16НДн)	$\frac{1250}{0,346}$	14	3,5	5,0	730	100	80	18,1	35
Д2000-34 (18НДс)	$\frac{2000}{0,555}$	34	3,5	8,5	—	250	87	50,9	55
Д2500-17 (20НДн)	$\frac{2500}{0,695}$	17	5,5	7,4	—	200	88	24,9	16
Д2500-45 (20НДс)	$\frac{2500}{0,695}$	45	6,5	10,0	—	350	87	54,3	18
Д3200-55 (22НДс)	$\frac{3200}{0,89}$	55	5,5	9,0	—	600	88	—	—
Д5000-32 (24НДн)	$\frac{5000}{1,39}$	32	8,0	12,0	—	500	88	44,8	6,7
Д6300-27 (32Д-19)	$\frac{6300}{1,75}$	27	10,0	12,0	—	600	79	43,1	5,3
Д6300-80 (24НДс)	$\frac{6300}{1,75}$	80	8,0	14,0	—	1750	88	100,1	6,5
Д3200-20 (24НДн)	$\frac{3200}{0,89}$	20	4,0	6,0	585	220	83	28,5	10,7
Д4000-22 (32Д-19)	$\frac{4000}{1,11}$	22	5,5	8,5	—	300	78	28,1	5
Д5000-50 (24НДс)	$\frac{5000}{1,39}$	50	5,5	12,0	—	900	87	55,6	2,9
Д12500-24 (48Д-22)	12 500	24	7,0	8,0	485	950	88	—	—

* В скобках указаны обозначения по прежней маркировке

Основные технические характеристики насосов типа К и КМ для местных и групповых подстанций

Тип насоса	Подача* Q , $\frac{м^3}{ч}$ $\frac{м^3}{с}$	Напор H , м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения, 1/мин	Мощность, кВт	КПД насоса, %	Характеристика насоса	
							$H_{0н}$, м	$S_{0н}$, $\frac{м \cdot с^2}{м^6}$
К 8/18, КМ 8/18	$\frac{8}{0,0022}$	19	4	2900	0,8	51	23,5	930 000
		15			0,65	49	16,9	400 000
		12			0,56	49	13,3	270 000
К 20/18, КМ 20/18	$\frac{20}{0,0055}$	18	4	2900	1,45	67	22,5	150 000
		14			1,2	64	18	135 000
		10			0,9	10	14	135 000
К 20/30, КМ 20/30	$\frac{20}{0,0055}$	30	4	2900	2,65	63	36	200 000
		25			2,1	65	30	165 000
		19			1,6	64	24	165 000
К 45/30, КМ 45/30	$\frac{45}{0,0125}$	30	4,5	2900	5,4	70	36	38 500
		19,5			3,4	70	26	42 000
К 45/55, КМ 45/55	$\frac{45}{0,0125}$	55	4,5	2900	10,5	64	65	65 000
		40			8	61	49,5	62 000
К 90/20, КМ 90/20	$\frac{90}{0,025}$	20	4,5	2900	6,5	78	29,5	15 000
		14			4,6	75	24	15 800
К 90/35, КМ 90/35	$\frac{90}{0,025}$	35	5,5	2900	11	77	41	9500
		27			39	73	40,5	21 400
К 90/55, КМ 90/55	$\frac{90}{0,025}$	55	5,5	2900	18,5	73	65	15 800
		33			15,8	67	60	42 500
К 90/85, КМ 90/85	$\frac{90}{0,025}$	85	5,5	2900	33	65	109	38 000
		75			29	64	88	20 600
К 160/20, КМ 160/20	$\frac{160}{0,0445}$	20	4,5	1450	10,9	81	29,6	4800
		14,5			9	75	22,7	4100
К 160/30, КМ 160/30	$\frac{160}{0,0445}$	30	4,5	1450	18	78	42,6	6300
		27			16,5	71	38,3	5700
		20			13	68	30,5	5250
К 290/18, КМ 290/18	$\frac{290}{0,0805}$	18	4,5	1450	16,5	84	24	925
		14			14,5	79	18,6	710
К 290/30, КМ 290/30	$\frac{290}{0,0805}$	30	4,5	1450	28	82	48	2800
		21,5			22	76	32	1800

* В числителе марки насоса указана номинальная объемная подача, $м^3/ч$; в знаменателе — напор, м; например, насос К 20/18: подача 20 $м^3/ч$, напор 18 м.

Марки и основные параметры стационарных теплофикационных турбин серийного производства единичной мощностью $N \geq 25\,000$ кВт

Тип турбины	Обозначение	Завод-изготовитель	Электрическая мощность* ¹ , кВт	Начальные параметры: давление, МПа; температура, °C	Номинальный расход свежего пара, т/ч	Давление регулируемых отборов, МПа	Расход* ² пара в отборе, т/ч	Температура питательной воды* ³ , °C	Число регенеративных подогревателей* ⁴	Температура охлаждающей воды, °C	Число цилиндров
Конденсационная с отопительным отбором	T-25-90	ТМЗ	$\frac{25\,000}{30\,000}$	9; 535	130	0,07—0,25	92	225		20	1
	T-50/60-130	ТМЗ	$\frac{55\,000}{60\,000}$	13; 565	256	0,05—0,20 0,06—0,25	180	230	$\frac{4}{3}$	20	2
	T-105/120-130-2	ТМЗ	$\frac{105\,000}{120\,000}$	13; 565	460	0,05—0,20 0,06—0,25	310	230	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-185/220-130	ТМЗ	$\frac{185\,000}{220\,000}$	13; 565	745	0,05—0,20 0,06—0,30	520	232	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-180/215-130	ЛМЗ	$\frac{180\,000}{215\,000}$	13; 560/565	628	0,05—0,15 0,06—0,20	465	232	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-250/300-240	ТМЗ	$\frac{250\,000}{300\,000}$	24; 560/565	905	0,05—0,20 0,06—0,20	645	265	$\frac{5}{3}$	20	4
Конденсационная с производственным и отопительным отборами	ПТ-25-90/10	КТЗ	$\frac{250\,000}{300\,000}$	9; 535	157	0,8—1,3 — верхнего 0,07—0,25 — нижнего	70 — 120 50 — 100 —	215	$\frac{3}{2}$	—	1
	ПТ-60/75-90/13	ЛМЗ	$\frac{60\,000}{75\,000}$	9; 535	390	1,0—1,6 — верхнего 0,07—0,25 — нижнего	165 — 290 115 — 160 —	230	$\frac{4}{3}$	—	2

Тип турбины	Обозначение	Завод-изготовитель	Электрическая мощность*1, кВт	Начальные параметры: давление, МПа; температура, °C	Номинальный расход свежего пара, т/ч	Давление регулирующих отборов, МПа	Расход*2 пара в отборе, т/ч	Температура питательной воды*3, °C	Число регенеративных подогревателей*4	Температура охлаждающей воды, °C	Число цилиндров
Конденсационная с производственным и отопительным отборами	ПТ-60/75-130/13	ЛМЗ	60 000 75 000	13; 565	350	1,0—1,6 — верхнего	140 — 250	230	4 — 3	—	2
	ПТ-50/60-130/7	ТМЗ	50 000 60 000	13; 565	274	0,5—1,0 — верхнего	118 — 160	230	4 — 3	—	2
	ПТ-80/100—130/13	ЛМЗ	80 000 100 000	13; 555	450	0,05—0,20 — нижнего	80 — 120	230	4 — 3	—	2
	ПТ-140/165-130/15	ТМЗ	140 000 165 000	13; 565	738	0,04—0,12; 0,09—0,25 — нижнего	300 — 90 — 132	230	4 — 3	—	2
С противо-давлением	ПР-25-90/100,9	ТМЗ	25 000	9; 535	160	0,8—1,3 — отбор	65 — отбор	—	1 — 2	—	1
	Р-40-130/31	ТМЗ	40 000	13; 565	456	0,05—0,25 — противодавление	65 — противодавление	—	—	—	1
	Р-50-130/13	ТМЗ	50 000 60 000	13; 565	373 452	0,7—2,1	—	225—250	0 — 3	—	1
	Р-100-130/15	ТМЗ	100 000 109 000	13; 565	760	1,2—1,5	—	225	0 — 3	—	1

*1 Числитель — номинальная, знаменатель — максимальная электрическая мощность.

*2 Числитель — номинальный режим, знаменатель — максимальный расход пара через данный отбор, когда второй отбор закрыт.

*3 Решением Минэнерго, Минтяжмаша и Минчермета от января 1971 г. устанавливаются сниженные температуры пара за котлами и перед турбинами как для вновь проектируемых, так и для изготавливаемых по имеющимся проектам и находящимся в эксплуатации установкам на начальные давления 13 и 24 МПа на входе в турбину: для установок без промперегрева 565 °C, для установок с промперегревом 540/540 °C.

*4 Числитель — число ПВД, знаменатель — число ПВД.

Основные данные стальных водогрейных котлов серийного производства.

Типоразмер	Расчетная теплопроизводительность, МДж/с	Поверхность нагрева, м ²	Расчетный расход воды, кг/с	Расчетные температуры воды, °С		Перепад давления воды, МПа	Вид топлива	КПД брутто при расчетной производительности, %
				на входе	на выходе			
ТНГ-4	5,0	160	15,0	70	150	—	Газ	90
КВ-ГМ-4	4,65	127	13,8	70	150	0,12	Газ или мазут	90,5 или 86
КВ-ТС-4	4,65	127	13,8	70	150	0,10	Каменные или бурые угли	82 или 81
КВ-7М-6,5	7,55	199	22,2	70	150	0,12	Газ или мазут	91 или 87
КВ-ТС-6,5	7,55	199	22,2	70	150	0,11	Каменные или бурые угли	82
ТВГ-8М	9,65	292	29	70	150	0,14	Газ	90
КВ-ГМ-10	11,6	295	34,3	70	150	0,15	Газ или мазут	90 или 89
КВ-ТС-10	11,6	277	34,3	70	150	0,11	Каменные или бурые угли	83 или 81
КВ-ГМ-20	23,3	513	68,7	70	150	0,23	Газ или мазут	90 или 88
КВ-ТС-20	23,3	489	68,7	70	150	0,15	Каменные или бурые угли	81 или 79
КВ-ГМ-30	35	720	103	70	150	0,19	Газ или мазут	90 или 88
ПТВМ-30М	46,5 или 40,7	822	139 или 122	70	150	0,17	То же	91 или 88
КВГМ-50	58	1468	172 или 342	70	150	0,138	То же	92,5 или 91
				110	150	0,075	То же	
ЗЧМ-60ШМ	70	1491	213	70	150	0,17	Каменные или бурые угли	89 или 87
КВГМ-100	116	2710	343 или 684	70	150	0,165	Газ или мазут	92,5 или 91
				110	150	0,079		
ПТВМ-180	210	5979	1022	101	150	0,109	Газ	89

Примечание. Первые значения расходов и температур сетевой воды для котлов КВГМ-50 и КВГМ-100 относятся к их работе в качестве основных, вторые в качестве пиковых источников теплоты. Котел ПТВМ-180 предназначен для работы только в пиковом режиме.

**Параметры и номинальная производительность паровых котлов низкого и среднего давления
по ГОСТ 3619-89**

Типоразмер	Номинальные параметры				Номинальная паро- производительность $D_{\text{ном}}$, кг/с
	абсолют- ное дав- ление пара, МПа	температура пара, °С	энтальпия пара, кДж/кг	температу- ра пита- тельной воды, °С	
1Пр 0,16-9 + Пр 1-9*	0,9	174,5 (насыщенный)	2772	50	0,044; 0,069; 0,111, 0,195; 0,278
Е 0,25-9 + Е 10-9**	0,9	174,5 (насыщенный)	2772	50—100	0,069; 0,111; 0,195; 0,278; 0,444; 0,694; 1,11; 1,81; 2,78
Е 2,5-14	1,4	194	2788	100	0,694
Е 4-14 + Е 35-14	1,4	194 (насыщенный) или 225 (перегретый)	2788	100	1,14; 1,81; 2,78; 4,44; 6,94; 9,72
Е 50-14 + Е 100-14	1,4	225	2869	100	13,9; 20,8; 27,8
Е 10-24 + Е 35-24	2,4	221 (насыщенный) или 250 (перегретый)	2800 или 2887	100	2,78; 6,94; 9,72
Е 50-24 + Е 160-24	2,4	250	2887	100	13,9; 27,8; 44,4
Е 10-40 + Е 75-40	3,9	440	3309	145	2,78; 4,44; 6,94; 9,72; 13,9; 20,8

*Пр — прямоточный.

**Е — естественная циркуляция.

Приложение 18

**Основные технические характеристики сетевых подогревателей турбин
Уральского турбомоторного завода (УТМЗ)**

Тип подогревателя	Поверх- ность на- грева, м ²	Расчетный расход во- ды, кг/с	Перепад давления воды, кПа	Допустимое давлени- е по воде, МПа	Рабочее давление пара, МПа	Масса, т		Тип турбины
						без воды	с водой	
ПСГ-800-3-8-1	800	415	50	0,8	0,05—0,2			ПТ-50/60-130/7
ПСГ-1300-3-8-1	1300	830	90	0,8	0,05—0,25	31	43	Т-50/60-130 ПТ-135/165- 130/15
ПСГ-23300-2-8-1	2300	1250	108	0,8	0,05—0,2	51	77	Т-100/120-130
ПСГ-2300-3-8-1	2300	1250	108	0,8	0,06—0,25	50	75	
ПСГ-5000-2,5-8-1	5000	2000	133	0,8	0,05—0,15	120	181	Т-250/300-240
ПСГ-5000-3,5-8-1	5000	2000	133	0,8	0,06—0,2	110	158	Т-170/205-130

Технические характеристики пароводяных поверхностных сетевых подогревателей Саратовского завода энергетического машиностроения (ОСТ-108, 271, 101-76)

Показатель	ПСВ-200-7-15	ПСВ-200-14-23	ПСВ-315-14-23	ПСВ-500-14-23**
Поверхность нагрева, м ²	200	200	315	500
Номинальный расход воды, т/ч	800	800	1130	1800
Сечение для прохода воды, м ²	0,123	0,123	0,137	0,226
Потеря напора с водяной стороны, м	5,5	5,5	5,5	5,5
Число ходов воды	2	2	2	2
Число трубок*	1018	1018	1143	1830
Диаметр корпуса, мм	1232	1232	1540	1640
Общая высота подогревателя, мм	5540	5540	7140	7340
Рабочее давление (избыточное), МПа:				
с водяной стороны	1,5	2,3	2,3	2,3
с паровой стороны	0,7	1,4	1,4	1,4
Максимальная температура среды, °С:				
пара	400	350	400	400
воды	150	180	150	180
Масса, т:				
без воды	6,6	6,6	10	11,9
с водой	11,5	11,5	19,4	25,4

* Во всех подогревателях трубки латунные Л-68 диаметром 19/17,5 мм.

** Выпускается в нескольких модификациях.

Конструктивные характеристики секционных водо-водяных подогревателей с длиной секции 4 м
(по ГОСТ 27590-88* и по ГОСТ 34-588-68)*

Характеристика	Обозначение подогревателя по ГОСТ 27590-88*										
	02	04	06	08	10	12	14	16	18	20	22
Диаметр корпуса D_k/D_b , мм/мм	57/50	76/69	89/82	114/106	168/156	219/207	273/259	325/309	377/359	426/408	530/514
Диаметр трубок d_k/d_b , мм/мм	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14
Число трубок в одной секции n	4	7	12	19	37	64	109	151	212	283	450
Шаг трубок, мм	21	21	21	21	21	Смес- шантный	22	22	—	—	—
Поверхность нагрева одной секции F , м ²	0,75	1,31	2,24	3,54	6,90	12,0	20,3	28,0	40,1	52,5	83,4
Площадь сечения трубок $f_{тр}$, м ²	$0,62 \cdot 10^{-3}$	$1,08 \cdot 10^{-3}$	$1,85 \cdot 10^{-3}$	$2,93 \cdot 10^{-3}$	$5,70 \cdot 10^{-3}$	$9,85 \cdot 10^{-3}$	$1,68 \cdot 10^{-2}$	$2,33 \cdot 10^{-2}$	$3,33 \cdot 10^{-2}$	$4,36 \cdot 10^{-2}$	$6,93 \cdot 10^{-2}$
Площадь сечения межтрубного пространства $f_{кт}$, м ²	$1,16 \cdot 10^{-3}$	$2,33 \cdot 10^{-3}$	$2,87 \cdot 10^{-3}$	$5,00 \cdot 10^{-3}$	$1,22 \cdot 10^{-2}$	$2,08 \cdot 10^{-2}$	$3,08 \cdot 10^{-2}$	$4,46 \cdot 10^{-2}$	$5,78 \cdot 10^{-2}$	$7,19 \cdot 10^{-2}$	$11,54 \cdot 10^{-2}$
Отношение площадей сечений $f_{кт}/f_{тр}$	1,87	2,13	1,55	1,77	2,14	2,11	1,86	1,84	1,79	1,65	1,66
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства d_p , мм	13	16,4	13,4	15,5	20,7	25,8	19,6	20,8	19,3	18,6	—
Сопротивление трубок $s_{тр} \cdot 10^{-3}$, м ² /м ⁶	1380	456	155	62,5	16,4	5,45	1,82	0,91	0,52	0,26	0,11
Сопротивление межтрубного пространства $s_{кт} \cdot 10^{-3}$, м ² /м ⁶	820	336	134	44,2	7,40	2,86	1,17	0,52	0,26	0,13	0,05
Масса одной секции, кг	45,2	61,6	80,4	114	207	322	487	663	901	1138	1561

*В ГОСТ 27590-88 входят подогреватели 02—16 с диаметром корпуса 57/50—325/309 мм; в ОСТ 34-588-68 — подогреватели 18—22 с диаметром корпуса 377/359—530/514 мм.

**Конструктивные характеристики секционных водо-водяных подогревателей с длиной секции 2 м
(ГОСТ 27590-88 и по ОСТ 34-588-68)***

Характеристика	Обозначение подогревателя по ГОСТ 27590-88										
	01	03	05	07	09	11	13	15	17	19	21
Диаметр корпуса D_n/D_b , мм/мм	57/50	76/69	89/82	114/106	168/156	219/207	273/259	325/309	377/359	426/408	530/514
Поверхность нагрева одной секции F , м ²	0,37	0,65	1,11	1,76	3,40	5,89	10,0	13,8	19,8	25,8	41,0
Сопротивление трубок $s_{тр} \cdot 10^{-3}$, м · с ² /м ⁶	660	218	79,0	29,8	7,85	2,64	0,910	0,520	0,234	0,134	—
Сопротивление межтрубного пространства $s_{мт} \cdot 10^{-3}$, м · с ² /м ⁶	705	162	113	35,6	5,72	1,82	0,910	0,390	0,260	0,170	—
Масса одной секции, кг	32,2	43,2	55,2	76,5	136	213	304	412	559	719	958

*В ГОСТ 27590-88 входят подогреватели 01—15 с диаметром корпуса 57/50—325/309 мм; в ОСТ 34-588-68 — подогреватели 17—21 с диаметром корпуса 377/359—530/514 мм.

Примечание. Характеристики, не вошедшие в данную таблицу, такие же, как и для подогревателей с длиной секции 4 м (см. приложение 20а).

Технические характеристики пластинчатых теплообменников

Характеристика	Тип пластины		
	0,3	0,5	0,6
Габаритный размер (длина × ширину × толщину), мм	1370 × 300 × 1	1400 × 670 × 1	1375 × 600 × 1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,5	0,6
Масса, кг	3,2	6,0	5,8
Эквивалентный диаметр канала d_3 , м	0,008	0,009	0,008
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0011	0,00285	0,00245
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала	0,55	1,27	1,188
Ширина канала, м	0,25	0,57	0,545
Зазор для прохода среды в канале, мм	4	5	4,5
Приведенная длина канала $L_{пр}$, м	1,12	0,8	1,01
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0283	0,0243
Коэффициент общего гидравлического сопротивления ξ	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления присоединительного штуцера $\xi_{шт}$	1,5	1,5	1,5
Коэффициент профиля пластины a	19	15	15

Примечания: 1. Параметр одного канала пластинчатого теплообменника [см. (4.16)] $\Phi = 1$.

2. Потеря напора в пластинчатом теплообменнике, м,

$$\Delta H_{\Pi} = \xi \frac{L_{\text{пр}} w^2}{d_3 2g} x,$$

где ξ — коэффициент общего гидравлического сопротивления.

3. Значение Re определяется при d_3 , приведенном в табл. 5.24; w — скорость теплоносителя, м/с; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; ξ — число последовательно соединенных ходов.

4. Потеря напора в штуцере, м,

$$\Delta H_{\text{шт}} = \xi_{\text{шт}} \frac{w_{\text{шт}}^2}{2g},$$

где $w_{\text{шт}}$ — скорость воды в штуцере, м/с.

5. Суммарная потеря напора в пластинчатом теплообменнике

$$\Delta H_{\Sigma} = \Delta H_{\Pi} + 2\Delta H_{\text{шт}}.$$

Удельные расходы реагентов при катионитной водоподготовке

Вид катионирования	Химическая формула регенерирующего агента	Химическая формула растворенного вещества		Коррозионный агент, появляющийся в воде в результате катионитовой обработки			Удельный расход химически чистого регенерирующего вещества	
		до фильтра	после фильтра	Химическая формула	Количество	Единица	Количество	Единица
Ca-катионирование	NaCl	Ca(HCO ₃) ₂	NaHCO ₃	NaOH*	40	мг на 1 мг-экв	58,5	мг на 1 мг-экв
		Mg(HCO ₃) ₂		CO ₂	44	карбонатной жесткости		карбонатной жесткости
		CaSO ₄	Na ₂ SO ₄		—	—	0,87	мг на 1 мг вещества, растворенного в сырой воде
		MgSO ₄	Na ₂ SO ₄		—	—	1,0	То же
		CaCl ₂	NaCl		—	—	1,06	
		MgCl ₂	NaCl		—	—	1,24	
H-катионирование	H ₂ SO ₄	Ca(HCO ₃) ₂	H ₂ O + CO ₂	—	44	мг на 1 мг-экв карбонатной жесткости	$\frac{49^{**}}{37}$	мг на 1 мг-экв карбонатной жесткости
		Mg(HCO ₃) ₂						
		CaSO ₄	H ₂ SO ₄	H ₂ SO ₄	0,72	мг на 1 мг вещества, растворенного в сырой воде	$\frac{0,72}{0,54}$	мг на 1 мг вещества, растворенного в воде
	HCl	MgSO ₄	H ₂ SO ₄	H ₂ SO ₄	0,82	То же	$\frac{0,82}{0,62}$	То же
		CaCl ₂	HCl	HCl	0,66	То же	$\frac{0,84}{0,66}$	То же
		MgCl ₂	HCl	HCl	0,76	То же	$\frac{1,03}{0,76}$	То же

* Выделяется в результате гидролиза.

** В числителе указан расход H₂SO₄, в знаменателе — расход HCl.

Коэффициент массовой растворимости газов в воде, мг/(л·МПа)

$t, ^\circ\text{C}$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60
ψO_2	670	592	525	472	428	391	361	337	319	289	269
ψN_2	286	253	226	204	187	174	161	152	144	132	124
ψCO_2	33 200	27 000	22 900	19 500	16 750	14 400	12 700	11 300	10 200	8300	7200

$t, ^\circ\text{C}$	70	80	90	100	110	120	130	140	160	180	200
ψO_2	253	243	238	236	234	233	238	245	265	294	336
ψN_2	119	117	116	115	—	—	—	—	—	—	—
ψCO_2	6300	5600	5000	4500	—	—	—	—	—	—	—

Допускаемые напряжения для стальных трубопроводов σ , МПа [75]

Температура, $^\circ\text{C}$	Марка стали						
	Ст2	Ст3	10	20	102С1	15ГС	16ГС
20	127	137	127	144	173	181	166
150	115	126	117	135	166	170	152
200	111	121	113	132	163	165	147
250	107	117	110	129	161	162	142
275	101	111	104	123	156	157	137
300	96	105	98	116	150	150	131
320	—	—	93	111	145	142	127
340	—	—	88	107	138	134	122
360	—	—	83	101	132	126	117
380	—	—	79	95	125	118	112
400	—	—	75	90	117	111	107
410	—	—	73	87	—	104	—
420	—	—	71	84	—	100	—
430	—	—	66	81	—	95	—
440	—	—	59	71	—	88	—

Исходные данные для расчета нагрузок на опоры и пролетов между свободными опорами

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Условный проход d_o , мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300	
Наружный диаметр d_n , мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	325	
Внутренний диаметр d_v , мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	309	
Толщина стенки трубы ρ , мм	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	
Толщина изоляции подающей водяной или паровой трубы, мм	40	40	50	50	50	50	60	60	60	60	60	60	
Наружный диаметр изоляции, мм	118	125	157	176	189	208	253	279	314	330	393	446	
Сила тяжести 1 м подающей трубы, Н/м	68	79,8	125,5	167,5	210,9	277	391	503	663	843	1217	1638	
В том числе, Н/м:													
трубы	21	25,5	39	53	71,5	100	125	168	227	310	457	614	
воды	8	12,3	20	37,6	52,4	77	120	173	262	327	516	740	
изоляции	39	42	66,5	77	87	100	146	162	184	206	244	284	
Пролет между свободными опорами, м	4,3	4,9	5,4	6,2	6,8	8,3	8,4	9,3	10,2	11,6	13,0	14,5	
Сила тяжести пролета трубы, кН	0,292	0,392	0,679	1,04	1,44	2,30	3,28	4,67	6,77	9,75	15,8	23,7	
Осевое усилие на свободную опору, кН	0,117	0,156	0,271	0,416	0,576	0,920	1,31	1,87	2,71	3,90	6,30	9,50	
Осевое усилие внутреннего давления, кН	1,31	2,02	3,28	6,20	8,56	12,6	19,7	28,4	42,7	53,5	84,5	121	
I	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Условный проход d_o , мм	350	400	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400
Наружный диаметр d_n , мм	377	426	426	480	530	630	720	820	920	1020	1120	1220	1420
Внутренний диаметр d_v , мм	359	408	414	466	514	612	700	800	898	996	1096	1192	1392
Толщина стенки трубы ρ , мм	9	9	6	7	8	9	10	10	11	12	12	14	14
Толщина изоляции подающей водяной или паровой трубы, мм	70	70	70	70	70	70	80	80	90	90	100	100	110
Наружный диаметр изоляции, мм	517	566	566	620	670	770	880	980	1100	1200	1320	1420	1640
Сила тяжести 1 м подающей трубы, Н/м*	2182	2600	2355	2922	3540	4770	6280	7745	9755	11 810	14 005	16 630	21 740
В том числе, Н/м:													
трубы	800	900	610	792	1010	1345	1700	1950	2400	2930	3230	4070	4720
воды	1000	1275	1320	1660	2020	2820	3790	4000	6240	7650	9220	10 900	14 900
изоляции	382	425	425	470	510	605	790	895	1115	1230	1515	1660	2120
Пролет между свободными опорами, м	15,3	16,5	14,5	14,9	16,2	17,5	18,6	18,6	20,0	20,0	21,2	23,0	23,6
Сила тяжести пролета трубы, кН	33,4	44,3	34,2	43,5	57,5	83,5	117	144	195	236	297	382	514
Осевое усилие на свободную опору, кН	13,3	17,7	13,6	17,4	23	33,4	46,9	57,6	78	94,2	119	153	205
Осевое усилие внутреннего давления, кН	162	209	216	272	332	472	615	805	1020	1250	1510	1790	2440

*1Н = 0,102 кгс; 1 кН = 102 кгс.

Примечания: 1. Плотность изоляции принята 400 кг/м³.2. Рабочее давление в трубопроводе $p = 1,6$ МПа.3. Коэффициент трения на скользящей опоре $\mu = 0,4$.4. Расстояние между свободными опорами определено при изгибающем напряжении от веса трубопровода $\sigma_4 = 54$ МПа = 550 кгс/м².5. Трубы $d \leq 400$ мм — бесшовные; трубы $d \geq 400$ мм — электросварные.

Технические характеристики теплоизоляционных изделий, допускаемых к применению (но нормам) в качестве основного слоя изоляции для трубопроводов тепловых сетей при воздушной прокладке [130]

Наименование	ГОСТ или ТУ	Условные проходы труб D_p , мм	Расчетная плотность в конструкции ρ_c , кг/м ³	Расчетная теплопроводность в конструкции		Максимальная температура применения $t_{\text{макс}}$, °C	Основные размеры, мм		
				при λ_c , Вт/м·K	температурный коэффициент $\beta \cdot 10^4$, Вт/(м·K ²)		Толщина δ	Длина l	Ширина b (или внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$)
Цилиндры и полуцилиндры из минеральной ваты на синтетическом связующем	ГОСТ 23208-83	25—200	100 150 200	0,049 0,051 0,053	2,1 2,0 1,9	400	40—80	500—1500	25—219
Плиты мягкие из минеральной ваты на синтетическом связующем	ГОСТ 9573-82	100—450	55—75 76—115	0,040 0,043	2,9 2,2	400	60—100	1000	500 и 1000
То же плиты полужесткие	ГОСТ 9573-82	500—1400	90—150	0,044	2,1	400	50—80	1000	500 и 1000
Маты минераловатные прошивные в обкладке из металлической сетки или стеклоткани	ГОСТ 21880-86	200—1400	90 120 150	0,043 0,045 0,049	2,2 2,1 2,0	400* (без обкладки 440)	40—120	1000—2500	500—2500
Маты минераловатные прошивные марки ВФ-75 на металлической сетке	ТУ 21-24-51-73	200—1400	100	0,037	2,0	300*	50 и 100	3000 и 5000	500 и 1000
Маты из стекляного вощельного волокна на синтетическом связующем марок МТ-35 и МТ-50	ГОСТ 10499-78	50—400	60 80	0,040 0,042	3,0 2,8	180	30—80	1000—13 000	500—1500
То же плиты полужесткие марок ППТ-50 и ППТ-75	ГОСТ 10499-78	500—1400	60 90	0,042 0,044	3,5 2,3	180	50—70	1000	500—1500
Полуцилиндры из пенопласта марки ФРП-1	ГОСТ 22546-77	40—250	65—85 86—110	0,041 0,043	2,3 1,9	130 150	30—60	1000 и 1500	(47—275)
Сегменты из пенопласта марки ФРП-1	ГОСТ 22546-77	300—1000	65—85 86—110	0,041 0,043	2,3 1,9	130 150	30—80	1000 и 1500	(327—1023)

Наименование	ГОСТ или ТУ	Условные проходы труб D_y , мм	Расчетная плотность в конструк- ции ρ_c , кг/м ³	Расчетная теплопро- водность в конст- рукции		Макси- мальная температу- ра приме- нения $t_{\max}$, °C	Основные размеры, мм		
				при λ_c , Вт/ (м · К)	темпера- турный ко- эффициент $\beta \cdot 10^4$, Вт/ /(м · К ²)		Тол- щина δ	Длина l	Ширина b (или внут- ренний диаметр $d_{\text{вн}}$)
Полуцилиндры соединительные	ГОСТ 6788-74	50—150	350 400	0,075 0,078	1,5 1,5	440	40—80	250 и 500	(57—159)
Сегменты соединительные	ГОСТ 6788-74	200—400	350 400	0,075 0,078	1,5 1,5	440	50—80	250 и 500	(219—426)
Полуцилиндры вулканические	ГОСТ 10179-74	50—250	300 350 400	0,074 0,079 0,084	1,5 1,5 1,5	440	40—80	500	(57—273)
Сегменты вулканические	ГОСТ 10179-74	200—400	300 350 400	0,074 0,079 0,084	1,5 1,5 1,5	440	50—80	500	(325—426)
Полуцилиндры известково- кремнеземистые	ГОСТ 24748-81	100—250	200 225	0,069 0,071	1,5 1,5	440	70— 120	1000	(112—280)
Сегменты известково- кремнеземистые	ГОСТ 24748-81	250—1000	200 225	0,069 0,071	1,5 1,5	440	50— 150	1000	(252—994)
Шнур из минеральной ваты в оплетке из стеклоткани	ТУ 36- 1695-79	25—100	200 250	0,056 0,058	1,9 1,9	400	30—90	10 000 — 15 000	—
Ровинг (жгут) из стеклянных нитей	ГОСТ 17139-79	25—50	200—250	0,047	2,3	440	—	—	—

Примечания: 1. Данные заимствованы из [104].

2. Значения теплопроводности λ_c , Вт/(м · К), при заданных средних температурах $t_{\text{из}}^{\text{пр}}$ и табличных значениях λ_0 и $\beta_i \cdot 10^4$, Вт/(м · К²), подсчитываются по формуле $\lambda_c = \lambda_0 + \beta_i (t_{\text{из}}^{\text{пр}} - t_{\text{из}}^{\text{исх}})$ при $t_{\text{из}}^{\text{исх}} = 0$ °C и соответствуют отсутствию влаги в изделиях.

3. Максимальная температура применения $t_{\max}$, °C, указана по нормам [130] и соответствует области действия этих норм (не выше 440 °C). Изделия, отмеченные индексом *, при $t_{\max}$ могут применяться также при более высоких температурах.

**Соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми единицами,
основанными на калории, и единицами системы СИ**

А. Единицы силы

1 кгс = 9,80665 Н $\approx$ 0,981 дан, 1 Н = 0,101972 кгс $\approx$ 0,102 кгс;
1 дан = 1,02 кгс.

Б. Единицы давления

1 ат = 1 кгс/см² = 98066,5 Н/м² $\approx$ 10⁵ Па = 0,980665 бар $\approx$ 0,981 дан/см²
1 мм вод. ст. = 1 кгс/м² = 10⁻⁴ ат. = 9,80665 Па
1 мм рт. ст. = 13,6 мм вод. ст. = 133,322 Н/м² $\approx$ 0,001333 бар.
1 Н/м² = 1 Па = 10⁻⁵ бар $\approx$ 0,102 кгс/м² $\approx$ 0,102 $\cdot$ 10⁻⁴ ат $\approx$ 0,102 мм вод. ст.
1 бар = 1 дан/см² $\approx$ 1,02 кгс/см² $\approx$ 1,02 ат $\approx$ 10 200 мм вод. ст.

В. Динамическая вязкость

1 кгс $\cdot$ с/м² $\approx$ 9,81 Н $\cdot$ с/м² $\approx$ 9,81 кгс/м $\cdot$ с.
1 Па $\cdot$ с $\approx$ 0,102 кгс $\cdot$ с/м².

Г. Работа и энергия

1 кгс $\cdot$ м $\approx$ 9,81 Дж.
1 кал $\approx$ 4,19 Дж; 1 ккал $\approx$ 4,19 кДж; 1 Гкал = 4 190 000 кДж.
1 л $\cdot$ с $\cdot$ ч = 2 $\cdot$ 648 $\cdot$ 10⁶ Дж; 1 кВт $\cdot$ ч = 3,6 $\cdot$ 10⁶ Дж = 3,6 МДж = 3600 кДж.
1 Дж = 1 Н $\cdot$ м $\approx$ 0,102 кгс $\cdot$ м $\approx$ 0,23885 кал $\approx$ 0,278 $\cdot$ 10⁻⁶ кВт $\cdot$ ч.

Д. Мощность

1 кгс $\cdot$ м/с = 9,81 Вт; 1 л.с. = 735,5 Вт
1 ккал/ч = 1,163 Вт; 1 Вт = 0,86 ккал/ч = 0,239 кал/с.
1 кал/с = 4,187 Вт $\approx$ 4,19 Вт.
1 кВт = 1 кДж/с = 3600 кДж/ч.

Е. Тепловые единицы

1 кал/г = 1 ккал/кгс = 4,19 кДж/кг.
1 ккал/град = 4,19 кДж/град.
1 ккал/(м² $\cdot$ ч) = 1,163 Вт/м².
1 Дж/кг $\approx$ 0,239 кал/кг = 239 $\cdot$ 10⁻⁶ ккал/кг.

Приложение 28

**Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их
наименований (стандарт СЭВ 1052-78. Метрология. Единицы физических величин)**

Множитель	Приставка	Обозначение приставки		Множитель	Приставка	Обозначение приставки	
		международное	русское			международное	русское
10 ¹⁸	экса	E	Э	10 ⁻¹	деци	<i>d</i>	д
10 ¹⁵	пета	P	П	10 ⁻²	санти	<i>c</i>	С
10 ¹²	тера	T	Т	10 ⁻³	милли	<i>m</i>	м
10 ⁹	гига	G	Г	10 ⁻⁶	микро	μ	мк
10 ⁶	мега	M	М	10 ⁻⁹	нано	<i>n</i>	н
10 ³	кило	K	К	10 ⁻¹²	пико	<i>p</i>	п
10 ²	гекто	<i>h</i>	г	10 ⁻¹⁵	фемто	<i>f</i>	ф
10 ¹	дека	<i>da</i>	да	10 ⁻¹⁸	атто	<i>a</i>	а

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Альтшуль А.Д. Закон сопротивления трубопроводов // ДАН СССР 1951 Т 76 № 6
- 2 Альтшуль А.Д., Казенин В.В., Ляпин В.Ю. О местных потерях давления в напорных трубопроводах // Известия вузов Энергетика 1985 № 4 С 110—111
- 3 Андрущенко А.И. Основы термодинамических циклов теплоэнергетических установок М Высшая школа, 1968
- 4 Андрущенко А.И., Алимов Р.З., Хлебалин Ю.М. Теплофикационные установки и их использование М Высшая школа, 1989
- 5 Антонов Е.А. Повышение надежности тепловых сетей // Электрические станции 1978 № 1 С 36—39
- 6 А. с. № 750220 СССР. Способ теплоснабжения от тепловой сети / А И Корнеев, В В Масленников, Е Я Соколов // Открытия Изобретения 1980 № 27
- 7 А. с. № 974044 СССР. Устройство для регулирования расхода тепла на отопление / Е Я Соколов, Б Г Борисов, А С Булычев и др // Открытия Изобретения 1982 № 42
- 8 А. с. № 1332972 СССР. Система дистанционного обнаружения поврежденных участков закрытой тепловой сети / Д Я Баритко, В Д Глушнев, А В Извеков и др // Открытия Изобретения 1989 № 24
- 9 А. с. 1341461 СССР Устройство для регулирования расхода теплоты на отопление / Е Я Соколов, Д М Анисимов, А С Булычев и др // Открытия Изобретения 1987 № 36
- 10 Брик П.М. Регулирование гидравлических режимов магистральных тепловых сетей // Электрические станции 1952 № 1 С 25—28
- 11 Бродский Е.Ф. Горячее водоснабжение при теплофикации Л Госстройиздат 1961
- 12 Бонч-Осмоловский М.А., Шапочин И.М. Элементы сосудов М Моск энерг ин-т, 1971
- 13 Влияние параметров системы теплоснабжения на показатели турбины ТК-450 / 500-600 / В С Бунии, М К Васильев, А А Кудрявцев, Т И Крючкова // Теплоэнергетика 1984 № 9 С 14—17
- 14 Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины / Под ред Д П Бузина М Энергоатомиздат, 1986
- 15 Борисов Е.И., Корытников В.Е. Теплофикация в энергетике страны // Теплоэнергетика 1980 № 2 С 2—5
- 16 Брайнина Е.Ю. Расчет аккумулирующей способности зданий методом регулярного режима // Теплотехнические исследования стройматериалов и конструкций М Госстройиздат, 1960
- 17 Белинский С. Я., Харазян Р.С. Экспериментальные исследования аккумулирующей способности зданий // Доклады научно-технической конференции МЭИ по работам за 1966—1967 г
- 18 Белинский С. Я. Теплофикация и тепловые сети // Теплоэнергетика 1983 № 12 С 73
- 19 Витальев В.П. Бесканальные прокладки тепловых сетей М Энергия, 1971
- 20 Вигдорчик А.Г., Макаров А.А., Вольфберг Д.Б. Проблемы долгосрочного развития топливно-энергетического комплекса // Теплоэнергетика 1979 № 2 С 2—6
- 21 Вукалович М.П. Термодинамические свойства воды и водяного пара М Машгиз, 1958
- 22 Гинтер Л.Л. Теплофикация центрального района г Ленинграда М Гостехиздат 1928
- 23 Генкин Б.И. Регулировка водяных тепловых сетей М Госэнергоиздат, 1951
- 24 Громов Н К. Абонентские устройства водяных тепловых сетей М Энергия, 1979
- 25 Громов Н.К., Лямин А.А., Шубин Е.П. Совершенствование конструкций подземных тепловых сетей М Стройиздат, 1979
- 26 Горин В.И., Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Пути повышения надежности теплофикации в СССР // Теплоэнергетика 1982 № 8 С 19—24
- 27 Горшков А.С. Техничко-экономические показатели тепловых электростанций М Энергоатомиздат, 1984
- 28 Горшков А.С., Соколов Е.Я. Народнoхoзяйственная эффективность развития теплофикации в СССР // Теплоэнергетика 1978 № 12 С 2—4
- 29 Громов Б.Н., Свиныхов Б.И. Неустановившиеся гидравлические процессы в тепловых сетях // Электрические станции 1972 № 10 С 34—37
- 30 Дмитриев В.В. Основные вопросы теплофикации городов М Госнаучтехиздат, 1933

- 31 Дьяков А.Ф. Основные направления развития энергетики России // Теплоэнергетика 1991 № 8 С 10—17
- 32 Дюкин В.К. Количественно-качественное регулирование тепловых сетей М Госэнергоиздат, 1959
- 33 Дорошук В.Е. Ядерные реакторы на электростанциях М Атомиздат, 1977
- 34 Ермолаев Н.С. К вопросу об определении тепловой характеристики зданий // Отопление и вентиляция 1932 № 4 С 18—21
- 35 Ершов И.Н., Кузнецов Е.К., Серебрянников Н.И. 50 лет теплофикации Москвы // Теплоэнергетика 1978 № 12 С 4—10
- 36 Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в трубах // Бюл Политехнического общества 1899 № 5 С 15—19
- 37 Жирнов Н.И., Кроль Л.Б., Лившиц Э.М. Пиковые водогрейные котлы большой мощности М—Л Энергия, 1964
- 38 Заверткин И.А., Петров-Денисов В.Г., Короткова З.В. Процессы массопереноса в гидрофобной теплоизоляции бесканальных теплопроводов // Теплоэнергетика 1980 № 2 С 66—67
- 39 Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем М Энергоатомиздат, 1986
- 40 Зингер Н.М., Бармина Л.С. Эксплуатационные режимы и регулирование отпуски теплоты в групповых тепловых подстанциях открытых систем теплоснабжения // Теплоэнергетика 1986 № 11 С 24—26
- 41 Зингер Н.М., Тарадай А.М., Бармина Л.С. Сопоставление пластинчатых и кожухотрубных теплообменников // Водоснабжение и санитарная техника 1984 № 3 С 11—13
- 42 Зингер Н.М., Плесков Г.И., Еше Г.Г. Распределение тепловой мощности в системе теплоснабжения от атомной станции теплоснабжения // Теплоэнергетика 1984 № 9 С 20—23
- 43 Златопольский А.Н., Прузнер С.Л. Экономика, организация и планирование теплового хозяйства промышленных предприятий М Энергия, 1979
- 44 Инструкция по эксплуатации тепловых сетей М Энергия, 1972
- 45 Ионин А.А., Хлыбов Б.М., Братенков В.П. Теплоснабжение М Стройиздат, 1982
- 45а Ионин А.А. Надежность систем тепловых сетей М Стройиздат, 1989
- 46 Исаченко В.П., Осипова В.П., Сукомел А.С. Теплопередача М Энергоиздат, 1981
- 47 Каменев П.Н. Отопление и вентиляция М Госстройиздат, 1959
- 48 Керцелли Л.И., Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции М Госэнергоиздат, 1956
- 49 Копьев С.Ф. Теплоснабжение М Госстройиздат, 1953
- 50 Крашенинников А.П. Монолитная теплоизоляция из ячеистых бетонов и пластиков Л Стройиздат 1971
- 51 Ковылянский Я.А., Лось А.О. Некоторые пути совершенствования и повышения надежности труб тепловых сетей // Теплоэнергетика 1990 № 9 С 19—22
- 52 Ковылянский Я.А., Красовицкий А.С., Ройтштейн Л.И. Теплопровод в полимербетонной изоляции // Энергетическое строительство 1990 № 11 С 9—10
- 53 Кронгауз С.Д. Системы теплоснабжения промышленных предприятий от центральных котельных М Госстройиздат, 1951
- 54 Корчак Е.Г., Цветков И.Н. Определение мест утечек сетевой воды в системе теплоснабжения с применением флуоресцина // Энергетик 1981 № 2 С 57
- 55 Канина Л.П. Защита тепловых сетей от недопустимых давлений Автореферат диссертации МИСИ, 1985
- 56 Ланин И.С. Опыт эксплуатации тепловых сетей Ленинграда Л Госэнергоиздат, 1962
- 57 Лебедев П.Д., Щуккин А.А. Геплоиспользующие установки промышленных предприятий М Энергия, 1970
- 58 Лукицкий В.В. Тепловые электрические станции промышленных предприятий М Госэнергоиздат, 1953
- 59 Лямин А.А., Скворцов А.А. Проектирование и расчет конструкций тепловых сетей М Стройиздат, 1965
- 60 Левин Б.И., Шубин Е.П. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения М Энергия, 1965
- 61 Леонков А.М., Муковозник Н.В. Основы теории и практики теплофикации Об учебнике по теплофикации и тепловым сетям // Известия вузов Энергетика 1984 № 2 С 126—128
- 62 Ляпотьшикина Н.П., Сазонов Р.П. Водоподготовка и водно-химический режим тепловых сетей М Энергоиздат, 1982
- 63 Мелентьев Л.А. Системы исследования в энергетике М Наука, 1979
- 64 Мелентьев Л.А., Штейнгауз Е.О. Экономика энергетики СССР М—Л Госэнергоиздат, 1959
- 65 Мелентьев Л.А. Очерки истории отечественной энергетики М Наука, 1987
- 66 Мурин Г.А. Гидравлические сопротивления стальных труб // Изв ВТИ 1948 № 10 С 25—28
- 67 Мурин Г.А. Гидравлическая характеристика регулирующих органов трубопроводов // Изв ВТИ 1953 № 1 С 32—35
- 68 Мамедов И.С. Определение пропускной способности сопла при истечении воды, частично меняющей агрегатное состояние // Водоснабжение и санитарная техника 1970 № 2 С 32—36

- 69 Макаров А.А., Вигдорчик А.Г. Топливно-энергетический комплекс М Наука, 1979
- 70 Меренков А.Г., Хасилев В.Я. Теория гидравлических цепей М Наука, 1985
- 71 Макаревич В.В., Стерман Л.С. Экономическая эффективность теплофикации при работе отопительных ТЭЦ в базовом и маневренном режимах // Теплоэнергетика 1986 № 3 С 65—67
- 72 Непорожний П.С. Проблемы энергетики на современном этапе ее развития // Изв вузов Энергетика 1970 С 3—10
- 73 Нормы технологического проектирования тепловых электростанций и тепловых сетей М Энергия, 1974
- 74 Няладка и эксплуатация водяных тепловых сетей Справочник / В И Манюк, Я И Канлинский, Э Б Хиж и др М Стройиздат, 1988
- 75 Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность / Тр ЦКТИ 1965 Вып 11
- 76 Пакшвер В.Б. Дальнее теплоснабжение городов // За экономию топлива 1949 № 11 С 26—30
- 77 Перлин М.Б. Конструирование подземных прокладок тепловых сетей // Технические проблемы теплофикации М Госэнергоиздат, 1952 С 124—129
- 78 Петелин Г.И. Трубопроводы электростанций М — Л ОНТИ, 1935
- 79 Прузнер С.Л., Златопольский А.Н., Некрасов А.М. Экономика энергетики СССР М Высшая школа, 1978
- 80 Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей М Энергия, 1977
- 81 Правила техники безопасности при обслуживании тепловых сетей М Атомиздат 1975
- 82 Промышленные тепловые электростанции / Под ред Е Я Соколова М Энергия, 1979
- 83 Пик М.М., Смирнов И.А., Ермаков Р.Д. Выбор температурного графика регулирования отпуска тепла // Теплоэнергетика 1974 № 11 С 16—20
- 84 Перспективы создания химеотермических систем теплоснабжения на базе высокотемпературных атомных реакторов // Л А Мелентьев, Н И Пономарев-Степной, Ю И Карякин и др // Атомно-водородная энергетика и технология М Энергоиздат, 1982 Вып 5 С 44—70
- 85 Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции М Энергия, 1976
- 86 Руководящие указания к использованию замыкающих затрат на топливо и электрическую энергию М Наука, 1973
- 87 Рохлецов Л.П., Липовка Ю.Л. О возможности последовательного включения калориферной установки и системы отопления // Изв вузов Энергетика 1978 № 2 С 145—150
- 88 Рубенштейн Я.М., Щепетильников М.И. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС М Энергоиздат, 1982
- 89 Рейзин Б.Л., Стрижевский И.В., Сазонов Р.П. Защита систем горячего водоснабжения от коррозии М Стройиздат, 1986
- 90 Сазанов Б.В. Тепловые электрические станции М Энергия, 1974
- 91 Сафонов А.П. Автоматизация систем централизованного теплоснабжения М Энергия, 1974
- 92 Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям М Энергоатомиздат, 1985
- 93 Стерман Л.С., Тевлин С.А., Шарков А.Т. Тепловые и атомные электростанции М Энергоиздат, 1982
- 94 Стрижевский И.В., Сурис М.А. Защита подземных трубопроводов от коррозии М Энергоатомиздат, 1983
- 95 Сидельковский Л.П., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий М Энергоатомиздат, 1988
- 96 Семенов Н.А. Вторичные энергоресурсы промышленности и энерготехнологическое комбинирование М Энергия, 1968
- 97 Скрипник Л.Г. Основы автоматизации систем теплогазоснабжения и вентиляции М Стройиздат, 1968
- 98 Содномова С.Д. Определение максимального напора при неустановившемся движении жидкости в системах централизованного теплоснабжения // Изв вузов Энергетика 1977 № 2 С 98—105
- 99 Справочник проектировщика Проектирование тепловых сетей // Под ред А А Николаева М Стройиздат, 1965
- 100 Справочное пособие Водяные тепловые сети / Под ред Н К Громова, Е П Шубина М Энергоатомиздат, 1988
- 101 Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети М Энергоиздат, 1982
- 102 Соколов Е.Я., Громов Н.К., Сафонов А.П. Эксплуатация тепловых сетей М Госэнергоиздат, 1955
- 103 Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты М Энергоатомиздат, 1989
- 104 Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения М Энергоиздат, 1981
- 105 Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети Очерки по истории энергетической техники М Госэнергоиздат, 1955
- 106 Соколов Е.Я., Калинин Н.В. Проверка точности приближенного уравнения характеристики теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика 1964 № 2 С 70—75
- 107 Соколов Е.Я., Закатов М.С. Режимы работы двухступенчатой схемы присоединения установок отопления и горячего водоснабжения // Теплоэнергетика 1965 № 12 С 73—77

- 108 Соколов Е.Я., Корниенчев А.И. Выбор оптимальной электрической и тепловой мощности ТЭЦ // Теплоэнергетика 1965 № 5 С 54—59
- 109 Соколов Е.Я., Сафонова И.А. Моделирующее устройство для авторегулирования отопительной нагрузки // Электрические станции 1974 № 9 С 32—35
- 110 Соколов Е.Я., Корниенчев А.И., Масленин В.В. Теплоснабжение тепличных комбинатов от ТЭЦ // Электрические станции 1979 № 4 С 33—34
- 111 Соколов Е.Я., Зингер Н.М., Канонович Ю.В. О схемах автоматизации абонентских установок // Водоснабжение и санитарная техника 1980 № 10 С 17—19
- 112 Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Особенности гидравлического режима тепловых сетей от мощных ТЭЦ // Теплоэнергетика 1981 № 3 С 89—91
- 113 Соколов Е.Я., Скворцов А.А., Заверткин И.А. Исследование компенсационных деформаций и напряжений бесканальных теплопроводов // Теплоэнергетика 1983 № 4 С 47—51
- 114 Соколов Е.Я., Мартынов В.А. Экспериментальный метод расчета процессов преобразования теплоты в паротурбинном цикле // Изв вузов Энергетика 1983 № 1 С 67—70
- 115 Соколов Е.Я., Мартынов В.А. Экспериментальный метод расчета показателей тепловой экономичности ТЭЦ // Теплоэнергетика 1985 № 1 С 49—53
- 116 Соколов Е.Я., Побегаева Г.А. Метод определения материальной характеристики и протяженности тепловой сети в пределах площади застройки // Изв вузов Энергетика 1985 № 3 С 63—68
- 117 Соколов Е.Я., Извеков А.В., Булычев А.С. Групповое регулирование отопительной нагрузки // Теплоэнергетика 1985 № 3 С 50—57
- 118 Соколов Е.Я., Извеков А.В., Рожков Н.Н. Экспериментальная проверка расчетной модели температурного режима зданий // Изв вузов Энергетика 1987 № 8 С 75—81
- 119 Система группового регулирования отопительной нагрузки, построенная на основе математического моделирования / Е.Я. Соколов, Н.Н. Рожков, А.В. Извеков, Д.Н. Анисимов // Теплоэнергетика 1990 № 9 С 40—44
- 120 Соколов Е.Я., Извеков А.В., Рожков Н.Н. Нестационарные тепловые режимы отопительных установок // Теплоэнергетика 1988 № 9 С 62—65
- 121 Соколов Е.Я., Сафонов А.П., Воронкова Н.А. Метод оперативной оценки расхода тепла на отопление // Теплоэнергетика 1989 № 6 С 21—24
- 122 Соколов Е.Я., Сафонов А.П., Воронкова Н.А. Метод контроля отопительной нагрузки // Электрические станции 1990 № 9 С 13—16
- 123 Соколов Е.Я., Зингер Н.М., Бунин В.С. Обеспечение пиковых тепловых нагрузок ТЭЦ на твердом топливе // Теплоэнергетика 1986 № 11 С 9—12
- 124 Соколов Е.Я. Современное состояние и основные проблемы теплофикации и центрального теплоснабжения // Теплоэнергетика 1988 № 3 С 2—6
- 125а Соколов Е.Я., Извеков А.В. Коллечественный расчет надежности систем теплоснабжения // Теплоэнергетика 1990 № 9 С 11—16
- 125б Соколов Е.Я., Извеков А.В., Малафеев В.А. Нормирование надежности систем централизованного теплоснабжения // Электрические станции 1993 № 12 С 20—24
- 125в Соколов Е.Я., Мартынов В.А. Энергетические характеристики газотурбинных теплофикационных установок // Теплоэнергетика 1994 № 2 С 11—17
- 125г Соколов Е.Я., Мартынов В.А. Энергетические характеристики парогазовых теплофикационных установок // Теплоэнергетика 1996 № 4 С 47—55
- 126 Соколов Ю.П. О книге Е.Я. Соколова «Теплофикация и тепловые сети» // Электрические станции 1984 № 3 С 76—77
- 127 Строй А.Ф. Экспериментальное исследование аккумулирующей способности зданий // Теплоэнергетика 1984 № 9 С 51—53
- 128 Справочник по наладке и эксплуатации ао-данных тепловых сетей М Стройиздат, 1977
- 129 Строительные нормы и правила СНиП 2 01 01-82 Строительная климатология и геофизика М Стройиздат, 1983
- 130 Строительные нормы и правила СНиП 2 04 07-86 Тепловые сети М Министрой России, 1996
- 131 Строительные нормы и правила СНиП 2 04 01-85 Внутренний водопровод и канализация зданий М Стройиздат, 1986
- 132 Строительные нормы и правила СНиП 11-33-75 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха М Стройиздат, 1976
- 133 Справочная серия Теплоэнергетика и теплотехника / Под ред В.А. Григорьева и В.М. Зорина Промышленная теплоэнергетика и теплотехника М Энергоатомиздат, 1983
- 134 Теплотехнический справочник Т 1 / Под ред В.Н. Юренина и П.Д. Лебедева М Энергия, 1975
- 135 Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / Под ред Б.Н. Голубкова М Энергия, 1979
- 136 Технико-экономические оценки химической системы централизованного теплоснабжения / К.Ю. Соколов, В.И. Ситас, А.И. Перелетов, Г.В. Иаанов // Изв вузов Энергетика 1985 № 12 С 67—73
- 137 Френкель Н.З. Гидравлика М Госэнергоиздат, 1956
- 138 Хасилев В.Я., Меренков В.Я. Вопросы методики расчета надежности и резервирования трубопроводных систем М Изд-во АН СССР, 1973

- 139 Хлудов А.В. Горячее водоснабжение М Гостройиздат, 1957
- 140 Хрилев Л.С., Смирнов И.А. Оптимизация систем теплофикации и централизованного теплоснабжения // Под ред Е Я Соколова М Энергия 1978
- 141 Хрилев Л.С. Теплофикация и топливно-энергетический комплекс / Под ред Л С Попырина Новосибирск Наука, 1979
- 142 Чаплин В.М. Технические и экономические требования к отопительным и вентиляционным системам // Труды Первого Всесоюзного съезда по теплофикации М Изд-во ВЭК, 1931 С 231—238
- 143 Чистович С.А., Аверьянов В.К., Темпель Ю.Я. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления Л Стройиздат, 1987
- 144 Чернухин А.А., Флаксерман Ю.Н. Экономика энергетики СССР М Энергия, 1980
- 145 Шифринсон Б.Л. Основной расчет тепловых сетей М Госэнергоиздат, 1940
- 146 Шицман С.Е. Анализ путей увеличения комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ // Электрические станции 1977 № 12 С 36—41
- 147 Шубин Е.П., Левин Б.И. Проектирование теплоподготовительных установок ТЭЦ и котельных М Энергия, 1970
- 148 Шубин Е.П. Новый способ подсчета тепловых потерь нескольких труб, уложенных в грунт // Изв ВТИ 1934 № 8 С 25—30
- 149 Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов М Энергия, 1979
- 150 Энергетика СССР в 1986—1990 годах / Под ред А А Троицкого М Энергоатомиздат, 1987
- 151 Юфа А.И., Носулько Д.Р. Комплексная оптимизация теплоснабжения Киев Техника, 1988
- 152 Якуб Б.М. Теплоэлектроцентрали М —Л Госэнергоиздат, 1933
- 153 Stancescu J.D. Bazeletechnice se economice ale termoficary Bucuresti Editura tehnice, 1967
- 154 Pauer W. Munser H. Grundlagen der Kraft und Wäremewirtschaft Dresden Verlag Theodor Steinkopf, 1970
- 155 Leval A. Wärmekraftwerke I Berlin Verlag Technik, 1959
- 156 Munser H Fernwärmeversorgung Leipzig Verlag für Grundstoffindustrie, 1980
- 157 Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования Официальное издание М НИКВЦ «Теринвест», 1984
- 158 Захарин А.Г., Браилов В.П., Денисов В.И. Методы экономического сравнения вариантов в энергетике по принципу минимума приведенных затрат М Наука, 1971
- 159 Хачатуров Т.С. Эффективность капитальных вложений М Наука 1979
- 160 Прузнер С.Л., Златопольский А.Н., Некрасов А.М. Экономика энергетики СССР М Высшая школа, 1984
- 161 Практические рекомендации по оценке эффективности и разработке инвестиционных проектов и бизнес-планов в электроэнергетике (с типовыми примерами) Официальное издание М АО «Научный центр прикладных исследований», 1997
- 162 Беренс Вернер, Хавранек Питер М. Руководство по оценке эффективности инвестиций Новое переработанное и дополненное издание М АОЗТ «Интерэксперт», 1995
- 163 Концептуальные положения организации конкурентного рынка и экономического обоснования инвестиций в электроэнергетике / В И Денисов, И М Петров, И И Файн, Ю Б Ферапонтова // Электрические станции 1997 № 9
- 164 Основные понятия и методы анализа проектов / М Говен и др Energy Project Anaysis and Management Seminar Training Materials, The Economic Development Institute of The World Bank, 1993
- 165 Miller-Hedrich B.W. Betriebliche Investitionswirtschaft Ehningen Stuttgart, 1987
- 166 Фомина В.Н., Стаиге А., Тейхгрюбер Ю. Эффективность инвестиций в рыночной экономике М ГАУ, 1993
- 167 Методические указания по составлению отчета электростанций и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования РД 34 08 552-95 М СПО «ОРГРЭС», 1995
- 168 Методика определения удельных расходов топлива на тепло в зависимости от параметров пара используемого для целей теплоснабжения РД 34 09 159-96 М СПО «ОРГРЭС», 1997
- 169 Постановление Правительства РФ от 5 08 1992 г «Положение о составе затрат по производству продукции, (работ, услуг) и о порядке формирования финансовых результатов, учитываемых при налогообложении прибыли»

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	4
Введение	6
Глава первая. ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ	19
1.1. Оценка эффективности теплофикации	19
1.2. Определение расхода топлива на выработку электрической энергии и теплоты на паротурбинных ТЭЦ	20
1.3. Определение расхода топлива на отдельную выработку электрической энергии и теплоты	30
1.4. Определение абсолютной экономии топлива при теплофикации от паротурбинных ТЭЦ	31
1.5. Определение удельной экономии топлива при теплофикации	33
1.6. Оптимальное распределение тепловой нагрузки между агрегатами паротурбинной ТЭЦ	34
1.7. Энергетические характеристики газотурбинных теплофикационных установок	35
1.8. Энергетические характеристики парогазовых теплофикационных установок	43
1.9. Экономия топлива при использовании вторичных энергоресурсов и природной теплоты	54
Глава вторая. ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ	58
2.1. Классификация тепловых нагрузок	58
2.2. Сезонная нагрузка	59
2.3. Круглогодичная нагрузка	68
2.4. Годовой расход теплоты	71
Глава третья. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	78
3.1. Классификация систем теплоснабжения	78
3.2. Тепловые схемы источников теплоты	79
3.3. Водяные системы	85
3.4. Паровые системы	107
3.5. Сверхдальняя транспортировка теплоты	110
3.6. Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения	112
Глава четвертая. РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	116
4.1. Условные обозначения	116
4.2. Методы регулирования	116
4.3. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов и установок	120

4.4. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки	131
4.5. Центральное регулирование разнородной тепловой нагрузки	136
4.6. Центральное регулирование однотрубных систем теплоснабжения	166
4.7. Выбор метода центрального регулирования отпуска теплоты	169
4.8. Режим отпуска теплоты от ТЭЦ	170
4.9. Совместная работа ТЭЦ и пиковых котельных	175
4.10. Работа транзитных тепловых сетей по условным температурным графикам	178
Глава пятая. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	182
5.1. Задачи гидравлического расчета	182
5.2. Схемы и конфигурации тепловых сетей	182
5.3. Основные расчетные зависимости	186
5.4. Порядок гидравлического расчета	192
5.5. Пьезометрический график	194
5.6. Методика гидравлического расчета разветвленных тепловых сетей	205
5.7. Определение расчетных расходов воды	208
5.8. Определение характеристик насосов	210
5.9. Резервирование магистральных тепловых сетей	211
5.10. Расчет длинных транзитных паро- и газопроводов	212
Глава шестая. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	216
6.1. Гидравлическая характеристика системы	216
6.2. Гидравлический режим закрытых систем	222
6.3. Гидравлическая характеристика регулирующих органов	225
6.4. Гидравлическая устойчивость	226
6.5. Гидравлический режим открытых систем	229
6.6. Гидравлический режим сетей с насосными и дросселирующими подстанциями	232
6.7. Расчет потокораспределения в кольцевых сетях	236
6.8. Гидравлический удар в тепловых сетях	241
Глава седьмая. ТЕПЛОФИКАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ	249
7.1. Типы установок	249
7.2. Пароводяные подогревательные установки	250
7.3. Водоподготовка для тепловых сетей	256
Глава восьмая. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ (ПОДСТАНЦИЙ)	262
8.1. Типы установок	262
8.2. Конденсатосборные установки	264
8.3. Водно-водяные подогревательные установки	266
8.4. Определение расчетных расходов воды и типоразмеров подогревателей	269
8.5. Смесительные узлы	278
8.6. Аккумуляторы теплоты	286
8.7. Теплоаккумулирующая способность зданий	290
8.8. Защита местных установок горячего водоснабжения от коррозии, шлама и накипи	292
8.9. Автоматизация тепловых подстанций	297

Глава девятая. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	305
9.1. Трасса и профиль теплопроводов	305
9.2. Конструкция теплопроводов	307
9.3. Теплоизоляционные материалы и конструкции.	320
9.4. Трубы и их соединения	322
9.5. Опоры	326
9.6. Компенсация температурных деформаций.	332
Глава десятая. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	341
10.1. Основные расчетные зависимости	341
10.2. Методика теплового расчета	345
10.3. Тепловые потери и коэффициент эффективности тепловой изоляции	348
10.4. Падение температуры теплоносителя и выпадение конденсата	348
10.5. Выбор толщины теплоизоляционного слоя	351
Глава одиннадцатая. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	353
11.1. Характеристика объекта эксплуатации.	353
11.2. Повышение надежности теплоснабжения	354
11.3. Качество теплоснабжения	365
11.4. Методы обнаружения и ликвидации повреждений в системах теплоснабжения	368
11.5. Испытание тепловых сетей	371
11.6. Организация эксплуатации систем теплоснабжения	374
Глава двенадцатая. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНВЕСТИЦИЙ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕКТЫ	380
12.1. Виды инвестиций и источники финансирования инвестиционной деятельности.	380
12.2. Методические основы оценки эффективности инвестиций	381
Глава тринадцатая. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ СИСТЕМ.	400
13.1. Капитальные затраты в объекты теплоснабжающих систем.	400
13.2. Издержки производства и реализации продукции систем теплоснабжения	406
13.3. Выбор схемы энергоснабжения района	415
13.4. Оптимизация систем теплоснабжения	418
13.5. Определение оптимального коэффициента теплофикации ТЭЦ	420
13.6. Определение оптимального удельного падения давления в сети.	424
13.7. Выбор оптимальных решений с учетом надежности теплоснабжения	428
Приложения	432
Список литературы.	465